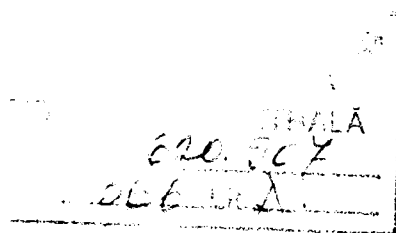


Universitatea "POLITEHNICA" din Timișoara
Facultatea de Mecanică



ing. Arjana Davidescu

*Contribuții privind ridicarea performanțelor
mecanismelor de mare viteză*

Conducător științific:
Prof.dr. ing. Dan Perju

1998

Cuprins

1.	Locul și rolul mecanismelor de mare viteză în tehnică. Tipologie și aplicații	p.1
2.	Stadiul actual al investigării și proiectării mecanismelor rapide și ultrarapide	p.12
2.1.	Mecanisme cu roți dințate.....	p.13
2.1.1.	Generalități.....	p.13
2.1.2.	Modelarea mecanismelor cu roți.....	p.14
2.2.	Mecanisme cu came.....	p.19
2.2.1.	Aspecte generale ale dinamicii mecanismelor cu came.....	p.19
2.2.2.	Modelarea și optimizarea mecanismelor cu came.....	p.21
2.3.	Mecanisme cu bare.....	p.30
2.3.1.	Sinteza mecanismelor cu bare.....	p.30
2.3.1.1	Operatorul de rotație – extensie.....	p.31
2.3.1.2	Operatorul cineto-elastodinamic de rotație – extensie (KEDSRO).....	p.34
2.3.2.	Metoda elementului finit aplicată în studiul mecanismelor cu bare.....	p.37
2.3.3.	Aspecte ale investigării mecanismelor rapide cu bare.....	p.45
2.4.	Precizia mecanismelor.....	p.58
2.4.1.	Aspecte teoretice.....	p.58
2.4.2.	Precizia de funcționare a mecanismelor.....	p.61
2.4.3.	Influența abaterilor dimensionale și jocurilor din cuplele cinematice asupra preciziei mecanismelor.....	p.69
2.4.4.	Sinteza optimală a mecanismelor luând în considerare jocurile.....	p.78
3.	Aplicații ale metodei elementului finit în studiul mecanismelor rapide cu bare.....	p.83
3.1.	Pachet de programe pentru analiza cineto-elastodinamică a mecanismelor cu bare plane.....	p.84
3.1.1.	Program de analiză dinamică.....	p.84
3.1.2.	Modelarea cuplelor cinematice.....	p.93
3.1.3.	Analiza pulsațiilor proprii.....	p.95
3.1.4.	Analiza stării de deformație și tensiune.....	p.99

3.2.	Analiza unui mecanism paralelogram cu elemente elastice.....	p.101
3.3.	Analiza unui mecanism patrulater articulat.....	p.104
3.4.	Analiza sistemului de poziționare la unitățile de compact disc.....	p.116
4.	Optimizarea mecanismelor cu bare.....	p.135
4.1.	Modele de optimizare aplicate la proiectarea mecanismelor cu bare.....	p.136
4.2.	Exemple de optimizare.....	p.147
5.	Cercetări experimentale.....	p.152
5.1.	Determinarea experimentală a frecvenței fundamentale a unui mecanism paralelogram cu elemente elastice.....	p.153
5.2.	Determinarea experimentală a unor caracteristici ale sistemului de focalizare ale unităților de compact disc.....	p.167
6.	Contribuții personale și concluzii.....	p.174
	Bibliografie.....	p.178

Capitolul 1

Locul și rolul mecanismelor de mare viteză în tehnică. Tipologie și aplicații

În prezent, pretențiile din ce în ce mai mari de sporire a productivității au făcut să fie necesare viteze de antrenare a mecanismelor din ce în ce mai mari.

Pentru a putea realiza condițiile impuse, există tendința de a utiliza materiale ușoare, pentru a micșora masa și implicit forțele de inerție care apar. Aceste materiale au, în general, modulul de elasticitate scăzut ceea ce generează deformații considerabile. În aceste condiții ipoteza rigidității mecanismelor nu mai poate fi considerată valabilă. Fenomenul este chiar mai complex, deoarece în anumite situații mărirea rigidității, prin creșterea secțiunii transversale a mecanismelor, duce la creșterea forțelor inerțiale, care pot mări deformațiile.

Forțele de inerție produc șocuri și vibrații, pierderea contactului la mecanisme cu cuple superioare și deformații care pot depăși limitele impuse, ceea ce poate determina chiar distrugerea mecanismului. În anumite domenii de viteză, forțele de inerție împreună cu sistemul exterior de forțe pot excita unul sau mai multe moduri de vibrație ale mecanismelor. În aceste situații, se poate întâmpla ca deformațiile apărute în anumite elemente ale mecanismului să devină critice. Nivelul crescut al tensiunilor poate determina distrugerea unor organe de mașini și datorită oboselii.

În aceste condiții, în cadrul procesului de proiectare trebuie ținut cont de forțele elastice care intervin în timpul funcționării.

Un alt aspect care trebuie menționat este faptul că nu în toate cazurile există un prag al vitezei, delimitat clar, de trecere a mecanismelor din categoria celor cu elemente rigide în categoria celor cu elemente elastice. Din multitudinea de mecanisme, singurele la care se definește clar acest prag al vitezei sunt roțile dințate. Conform DIN 3990, se acceptă ca angrenaje rapide cele care funcționează cu o viteză unghiulară $\omega > 300 \text{ rad/s}$ sau și viteza periferică tangențială $v_t > 20 \text{ m/s}$. În general domeniul de funcționare se împarte în două subdomenii delimitate de viteza tangențială:

- angrenaje rapide $20 \text{ m/s} \leq v_t \leq 35 \text{ m/s}$
- angrenaje ultrarapide $v_t > 35 \text{ m/s}$.

În cazul celorlalte mecanisme, acest prag al vitezei este o noțiune complexă, care diferă de la un mecanism la altul, în funcție de geometria acestora și de materialele componente. În literatura de specialitate, [11], se definește viteza mare ca fiind viteza la care forțele de inerție devin atât de mari încât nu mai pot fi ignorate.

Răspândirea mecanismelor rapide și ultrarapide a crescut foarte mult în ultimii ani, cuprinzând din ce în ce mai multe domenii de utilizare. Există domenii în care viteza de regim este ridicată: industria textilă, aparatura cine-foto, motoare, roboți sau domenii în care apar mișcări aleatoare, cu accelerații mari necesitând timpi de răspuns de valoare mică, cum ar fi echipamentele periferice, dispozitivele de complianță, etc. Și în cazul mecanismelor care lucrează la viteze mari și a celor cu timpi de răspuns mic, efectul forțelor inerțiale nu poate fi neglijat.

Luarea în considerare a elasticității elementelor generează metode de investigare și proiectare complexe, metodele clasice nepermițând atingerea performanțelor dorite. S-au dezvoltat metode noi de investigare, care permit o modelare mai aproape de realitate a mecanismelor, cu mai puține ipoteze simplificatoare. Principalele metode sunt metoda diferențelor finite și metoda elementului finit.

Se poate afirma că majoritatea covârșitoare a lucrărilor apărute în ultimele două decenii abordează mecanisme prin prisma elementului finit. Această metodă oferă avantajul esențial al unui număr minim de ipoteze simplificatoare, ceea ce evident determină o complexitate deosebită a modelului matematic. Evoluția tehnicii de calcul și dezvoltarea unor capitole noi ale matematicii, cum ar fi programarea liniară, neliniară, analiza numerică, au făcut posibilă investigarea mecanismelor considerând modelul tot mai aproape de realitate.

Modelarea mecanismelor diferă de la un tip de mecanism la altul. Aceste modele pot fi grupate similar cu clasificarea mecanismelor din punct de vedere al elementelor componente. Astfel există modele pentru mecanisme cu roți, mecanisme cu came, mecanisme cu bare. La mecanismele cu bare mai poate fi considerată o subdiviziune în mecanisme propriu-zise – care lucrează în domeniul deformațiilor mici

- și mecanisme cu elemente elastice – de tip arcuri, care lucrează în domeniul deformațiilor mari.

Metodologia de proiectare, în majoritatea cazurilor, parcurge mai multe etape:

- ❑ Sinteza clasică a mecanismului dorit
- ❑ Analiza cineto-elastodinamică (KED), care studiază deplasările, vitezele, accelerațiile, tensiunile și deformațiile unui mecanism cu elemente elastice incluzând și efectele deformațiilor elastice asupra forțelor de inerție.
- ❑ Optimizarea mecanismului, în cadrul căreia principalele criterii de optimizare care se aplică sunt:
 - realizarea funcției impuse în anumite limite de precizie
 - deformațiile elementelor să fie în anumite limite impuse
 - tensiunea în orice moment să nu depășească tensiunea admisibilă
 - masa ansamblului să fie minimă.

Pentru ușurarea muncii de proiectare a acestei categorii de mecanisme au apărut în ultimul timp și sisteme expert, [L5, P6], care pot fi utilizate fie pentru proiectarea preliminară și modelarea mecanismelor, [P6], fie oferă recomandări în ceea ce privește parametrii de analiză cu element finit (discretizarea, tipul de elemente utilizate, tipul de analiză, incrementul de timp), [L5].

În cadrul procesului de proiectare, pentru menținerea condițiilor de precizie impusă se iau o serie de măsuri legate atât de proiectarea tehnologică, cât și constructivă.

Un prim aspect demn de semnalat este folosirea unor materiale cu proprietăți deosebite. Aceste materiale intervin atât în construcția lagărelor, cât și a elementelor mecanismelor.

În condițiile mecanismelor rapide și ultrarapide s-a constatat că o bună comportare o au lagărele din materiale ceramice.

Materialele ceramice utilizate în construcția lagărelor sunt pe bază de nitrură de siliciu, părțile componente fiind obținute prin presare. S-au încercat și alte tipuri de materiale, cum ar fi: carburi de siliciu, oxid de aluminiu, oxid de zirconiu, dar s-a

constatat că acestea nu au o comportare atât de bună ca și nitrura de siliciu, care are durabilitatea similară cu cea a oțelului. Se utilizează lagăre de rostogolire ceramice și mai ales hibride, la care corpurile de rulare sunt din material ceramic și căile de rulare sunt din oțel.

În tabelul 1.1 se prezintă comparativ o serie de proprietăți fizice ale materialelor ceramice față de oțel, iar în tabelul 1.2 se prezintă câteva dintre caracteristicile acestora.

Tabelul 1.1

Proprietăți fizice	U.M.	Materiale ceramice	Oțel
Densitate	[g/cm ³]	3,2...3,25	7,8...7,85
Coeficient de dilatare termică	[10 ⁻⁶ /K]	3,2	11,5
Modul de elasticitate	[KN/mm ²]	315...320	200...215
Coeficientul lui Poisson		0,26	0,30
Duritate	HV 10	1600	700
Rezistența la rupere	[N/mm ²]	600, 700	≥ 2500
Conductibilitatea termică	[W/mK]	30...35	40...45
Rezistivitate	[Ωmm ² /m]	10 ¹⁷ ... 10 ¹⁸	10 ⁻¹ ... 1

Tabelul 1.2.

Caracteristici	Materiale ceramice	Oțel
Temperatura maximă de funcționare	800 – 1000°C	150 -300°C
Rezistența la temperatură	Bună	slabă sau condiționat bună
Stabilitatea dimensională	Bună	bună după TT speciale
Rezistența la coroziune	Bună	slabă
Proprietăți magnetice	fără	cu
Proprietăți electrice	Izolator	conducător

Analizând cele două tabele se constată faptul că materialele ceramice prezintă o serie de avantaje:

- ❑ densitate mică
- ❑ dilatare termică scăzută

- duritate mare
- stabilitate dimensională bună
- rezistență la coroziune
- modul de elasticitate mare

Faptul că densitatea este mică determină apariția unor forțe centrifuge mai mici, ceea ce constituie un avantaj la viteze mari, fapt pentru care acest tip de lagăre cu rulmenți se utilizează în industria aerospațială.

În urma investigării experimentale s-a constatat că cea mai bună comportare o au lagărele hibride, deoarece la căile de rulare din materiale ceramice apar probleme de rugozitate.

Un alt avantaj îl constituie comportarea bună la temperaturi ridicate, chiar mai bună decât oțelurile rezistente la temperatură. Materialele ceramice își păstrează toate proprietățile de rezistență și duritate până la o temperatură de 800°C.

De asemenea aceste materiale sunt inerte din punct de vedere chimic, excepție făcând acidul fluorhidric și apa regală ($\text{HCl} + \text{HNO}_3$), ceea ce recomandă acest tip de lagăre în mediile corozive.

Printre dezavantaje se pot menționa:

- coeficientul de dilatare termică redus comparativ cu cel al oțelului poate deveni un inconvenient în cazul în care piesele conjugate sunt din oțel și ansamblul lucrează la temperaturi mari
- se comportă slab la solicitări de încovoiere și tracțiune
- condițiile de fabricație sunt mai dificile și mai scumpe.

O altă categorie de materiale care au început să fie studiate în ultimul timp sunt materialele composite, [S10]. Atenția de care se bucură se datorează proprietăților de rigiditate și solicitărilor la care rezistă. În tabelul 1.3, [A2], se prezintă câteva valori ale caracteristicilor mecanice ale unor materiale uzuale în construcția de mașini.

Pentru a fi corespunzătoare în construcția mecanismelor rapide, materialele trebuie să aibă densitate scăzută pentru a realiza mase reduse și implicit forțe de inerție mici concomitent cu modul de elasticitate ridicat, deci raportul E / ρ cât mai mare.

Analizând tabelul se constată că cea mai bună comportare o au materialele composite.

Tabelul 1.3.

Material	E [daN/mm ²]	G [daN/mm ²]	ρ [kg/m ³]	E/ρ
Oțel	20000	8000	7800	2,56
Duraluminu	7300	2800	2700	2,7
Materiale composite	10000	-	1400	7,2

De asemenea se mai utilizează și elemente de tip “sandwich”. Pentru această categorie de elemente, au apărut și lucrări teoretice de investigare a răspunsului dinamic, [D3], în condițiile în care au în componență trei straturi: un strat principal, inima și un strat de acoperire. Se constată un pronunțat grad de atenuare a vibrațiilor ca urmare a creșterii amortizării.

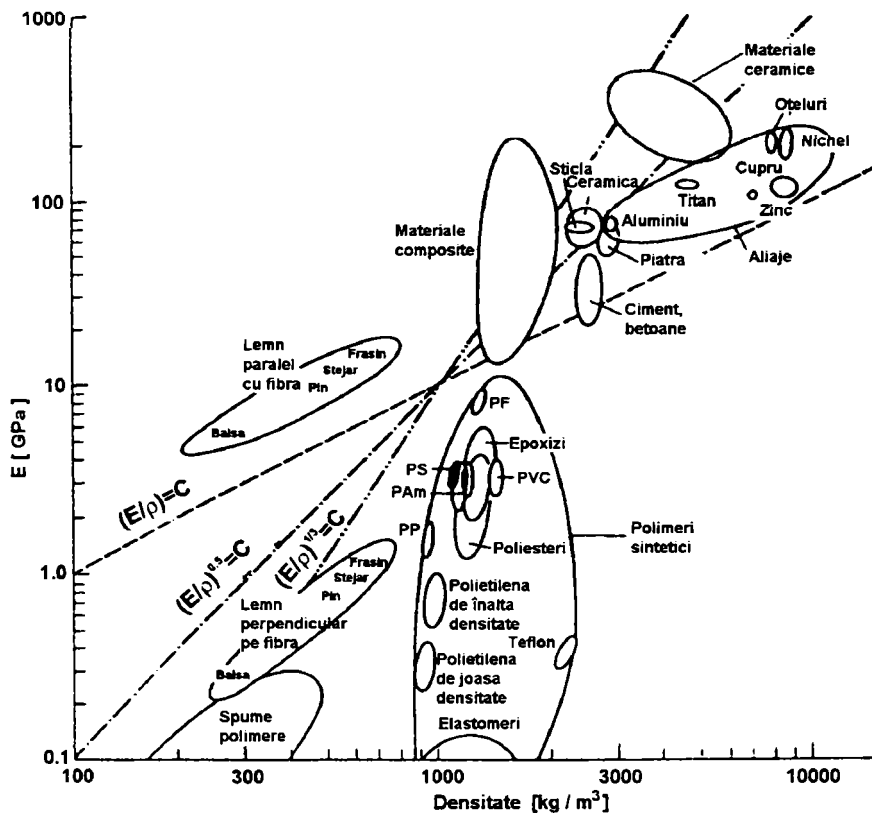


Fig. 1.1 Nomogramă pentru alegerea materialului

Aspectul alegerii materialelor componente este deosebit de important, deoarece proprietățile de material sunt strâns legate de tensiuni, deformații și frecvențele proprii ale mecanismelor. Raportul dintre densitate, ρ, și modulul de elasticitate longitudinal,

E , este proporțional cu tensiunile și deformațiile care apar, iar raportul $(E/\rho)^{0,5}$ este proporțional cu frecvența fundamentală a sistemului, [L5]. Aceste rapoarte pot fi utilizate la alegerea materialului celui mai potrivit. În figura 1.1, [L5], se prezintă o nomogramă de alegere a materialelor în cazul elementelor de tip grindă. Toate materialele care se situează pe o linie paralelă cu dreapta $E / \rho = ct$ se comportă similar din punct de vedere al deformațiilor și tensiunilor. Cele situate deasupra liniei vor avea deformații și tensiuni mai mici, iar cele situate sub linie vor avea deformații și tensiuni mai mari. Analog se pune problema și în privința liniei $(E / \rho)^{0,5} = ct$ în ceea ce privește pulsația fundamentală.

Din punct de vedere al proiectării constructive se acționează atât asupra cuplelor cinematice cât și asupra secțiunii transversale a elementelor.

În ceea ce privește cuplele cinematice se încearcă o optimizare a acestora, dintre criteriile de optimizare putându-se menționa:

- ❑ realizarea capacității portante necesare, care presupune transmiterea unor forțe date în condițiile unor mișcări relative date, unui număr impus de ore de funcționare și unor parametri tehnologici de calitate bine precizați (ex: temperatura de funcționare, vibrații, zgomot, etc.)
- ❑ reducerea pierderilor prin frecare, adică realizarea de randamente maxime. Acest criteriu presupune fie reducerea frecării de alunecare prin utilizarea unor materiale și a unor sisteme de ungere-răcire adecvate, fie înlocuirea frecării de alunecare cu cea de rostogolire. Prin reducerea pierderilor prin frecare se evită și supraîncălzirea cuplei.
- ❑ reducerea gabaritului coroborată cu simplificarea construcției, tehnologiei și exploatarei
- ❑ realizarea unui joc optim astfel încât să se reducă histereza cuplei
- ❑ realizarea unei economicități maxime (cheltuieli minime de producție, exploatare și întreținere, eficiență maximă în exploatare, competitivitate, etc)

În conformitate cu modelul structural fundamental al teoriei mecanismelor, elementele cuplei se consideră nedeformabile, cu rezistență nelimitată și prelucrare tehnologică perfectă, iar cupla se consideră ideală (fără frecări) [D8].

Realitatea practică este caracterizată însă de abateri de la modelul fundamental, apărând o serie de probleme cum ar fi: deformații elastice și termice ale elementelor, frecare în zonele de contact, imprecizii tehnologice de realizare a geometriei elementelor, rezistență limitată la solicitarea materialelor, etc. Apariția acestor abateri este dependentă de condițiile constructive, tehnologice și de funcționare concretă a cuplei, condiții în definirea cărora intervin: valoarea forțelor exterioare, natura și mărimea mișcării relative în zonele de contact și coeficienții de frecare corespunzători, rigiditatea elementelor, variația temperaturii în timpul funcționării, natura solicitărilor și valoarea rezistenței corespunzătoare, precizia tehnologică de prelucrare a suprafețelor de contact ale cuplei, condițiile dinamice de funcționare, etc.

Pentru a contracara aceste neajunsuri se încearcă aplicarea unor corecții pentru deformații termice, pentru compensarea deformațiilor elastice ale elementelor, pentru compensarea frecării. În cadrul acestor corecții se pot menționa: asigurarea unor precizii tehnologice adecvate, limitarea variațiilor de temperatură, utilizarea unor jocuri raționale care să compenseze modificările dimensionale provocate de temperatură și impreciziile tehnologice, utilizarea unor materiale cu coeficienți de frecare minimi, utilizarea unor sisteme de ungere răcire eficiente, înlocuirea frecării de alunecare cu frecare de rostogolire.

Un aspect deosebit de important în proiectarea mecanismelor rapide și ultrarapide este mărirea rigidității elementelor, care asigură micșorarea deformațiilor elastice. Pentru a mări rigiditatea elementelor, se preferă secțiunile transversale tip cheson, care asigură rigiditate maximă simultan cu asigurarea unor mase minime.

Un aspect constructiv specific la mecanismele cu elemente elastice este acela că există situații în care cuplele cinematice se înlocuiesc cu îmbinări rigide, iar mecanismele își dobândesc mobilitatea tocmai pe baza deformării elastice a elementelor. Este cazul unor mecanisme existente în construcția echipamentelor

periferice (mecanismul de ghidare al ciocănelului de la imprimantele matriciale, rozeta de la imprimantele tip “margaretă”, mecanismul de poziționare la unitățile de compact disc), aparate de măsurare, dispozitive de complianță, etc. Aceste dispozitive se caracterizează prin curse relativ mici, dar oferă numeroase avantaje, printre care se menționează: uzură minimă, nivel de zgomot scăzut, precizie ridicată, nu necesită lubrificare, sunt ușor de fabricat și ieftine. Absența cuplelor cinematice ușurează mecanismele, ceea ce le face corespunzătoare în aplicațiile de viteză și promptitudine mare. La modelarea acestor mecanisme se admite ipoteza deformațiilor mari, deci în matricea de rigiditate intervine și matricea de rigiditate geometrică.

S-au dezvoltat mecanisme de acest gen atât pentru mișcări liniare, cât și pentru mișcări de rotație. Un mecanism pentru mișcări liniare se prezintă în figura 1.2. La o deplasare liniară i , apare și o deplasare nedorită, perpendiculară pe direcția mișcării, notată Δl . (Pentru o lungime a arcurilor lamelare $l = 60$ mm, deplasarea $i = 15$ mm, apare $\Delta l = 2,3$ mm, [K7].)

Pentru a obține o precizie mai bună se poate construi un mecanism compus, (figura 1.3), la care mișcarea parazită a elementului superior se anulează. În figura 1.4 se prezintă un mecanism similar constituit din șase arcuri lamelare.

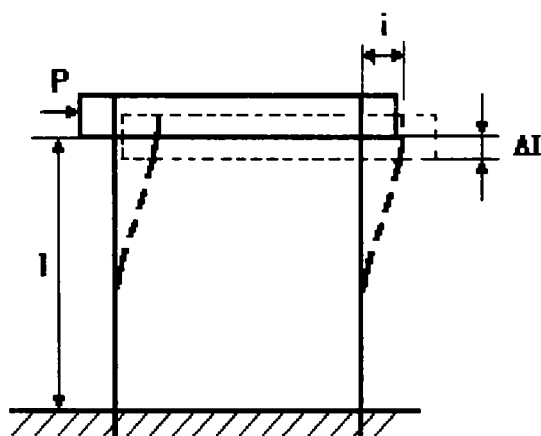


Fig.1.2 Mecanism pentru mișcări liniare

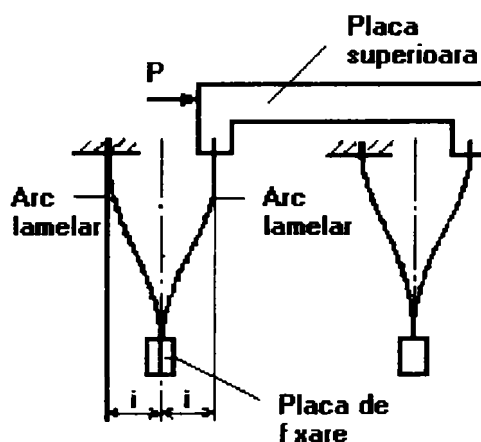


Fig.1.3 Mecanism compus pentru mișcări liniare

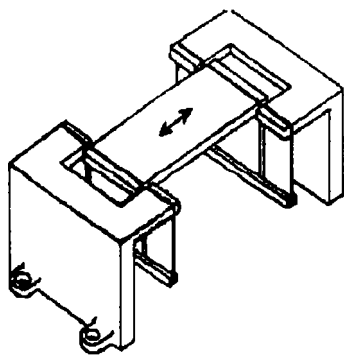


Fig.1.4 Mecanism cu mișcare în plan orizontal

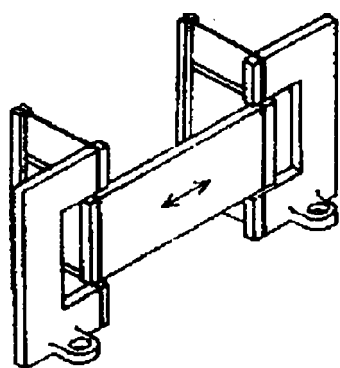


Fig.1.5 Mecanism cu mișcare în plan vertical

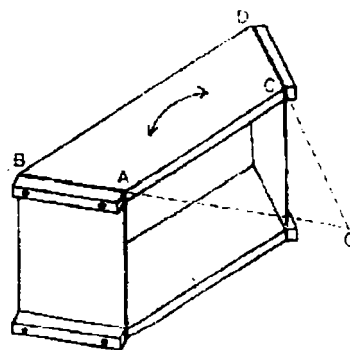


Fig.1.6 Mecanism pentru mișcare de rotație

În figura 1.5 este desenat un mecanism similar care realizează mișcări în planul vertical, iar în figura 1.6 se prezintă un mecanism care execută mișcări de rotație. În figurile 1.7 și 1.8 sunt prezentate mecanisme cu câte șase arcuri lamelare, care realizează deplasări unghiulare. Toate mecanismele prezentate au fost investigate experimental, [K7], constatându-se o bună precizie.

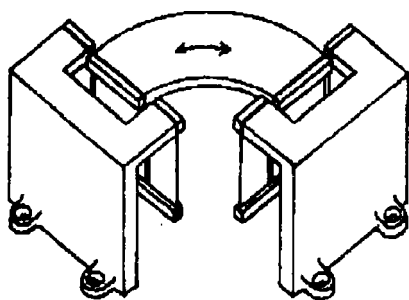


Fig.1.7 Mecanism pentru deplasări unghiulare în plan orizontal

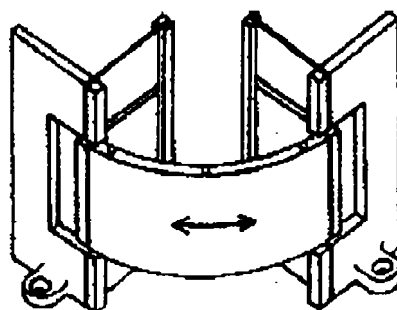


Fig. 1.8 Mecanism pentru deplasări unghiulare în plan vertical

În afara acestor mecanisme cu timp de răspuns mic sau de promptitudine mare, o gamă largă de mecanisme de viteză mare (cu came, cu bare, cu roți) se utilizează în tehnica actuală. Aspectele caracteristice acestor mecanisme din domenii multiple de activitate se găsesc tratate în capitolul următor.

Ca o concluzie se poate menționa faptul că proiectarea mecanismelor de mare viteză ridică probleme deosebite. Există tendința căutării unor noi tipuri de materiale, care să asigure proprietăți dinamice adecvate, iar partea de proiectare constructivă se bazează foarte mult pe experimentări pentru găsirea unor profile optime.

Capitolul 2

*Stadiul actual al investigării și
proiectării mecanismelor rapide și
ultrarapide*

2.1. Mecanisme cu roți dințate

2.1.1. Generalități

Mecanismele cu roți au constituit subiectul a numeroase studii datorită domeniului larg de aplicabilitate. După cum s-a menționat în capitolul anterior, în cazul angrenajelor este delimitat clar domeniul de mare viteză.

În construcția angrenajelor rapide și ultrarapide se recomandă oțeluri moi ($HB \leq 350$), în general îmbunătățite sau oțeluri dure ($HB > 350$) nitrurate sau cementate. De asemenea se recomandă evitarea tratamentelor termice de călire cu flacăra.

La angrenajele de turație mai scăzută și dimensiuni mari, deci în situația în care viteza periferică determină încadrarea în categoria angrenajelor rapide, sunt recomandate duriți relativ mici (oțeluri carbon sau aliate), datorită faptului că la dimensiunile mari ale roților pot apare tensiuni interne mari sau chiar fisurări în timpul răcirii bruște.

În cazul angrenajelor de dimensiuni mici și turații mari, deci în situația în care viteza unghiulară este determinantă pentru încadrarea angrenajului în categoria celor rapide, se utilizează preponderent oțeluri înalt aliate, iar dantura se cementează sau se căleşte prin CIF. La aceste angrenaje apare pericolul de gripare, motiv pentru care se alege obligatoriu un angrenaj deplasat, cu deplasări pozitive. Repartiția deplasărilor se face astfel încât înălțimea capului dintelui pinionului să fie puțin mai mare decât înălțimea capului dintelui roții și se tinde spre egalizarea tensiunilor la baza dintelui pentru pinion și roată [P9].

O altă recomandare este aceea ca raportul dintre lățimea de contact și diametrul roții dințate mai mici (având viteza unghiulară mai mare) să fie maxim 2. Dacă nu se respectă aceste recomandări trebuie ținut cont de repartizarea nefavorabilă a încărcării pe flancuri prin alegerea unor factori de încărcare mai mari.

Având în vedere creșterea solicitărilor dinamice datorate vitezelor mari, carcasa reductoarelor se vor construi cu rigiditate sporită (grosimea pereților crește cu 20 - 30% față de cazul reductoarelor de viteză uzuală).

Apar o serie de particularități și la lubrificarea angrenajelor. Uleiurile trebuie răcite astfel încât la ieșirea din angrenare temperatura să nu depășească 85°C . În general se recomandă folosirea ungerii sub presiune. Direcția de introducere a uleiului în zona angrenării este direcția liniei de angrenare, fie în sensul mișcării, fie în sensul invers mișcării când are în principal rol de răcire, fie în ambele sensuri.

În [P8] sunt prezentate particularitățile din formulele de proiectare ale angrenajelor rapide și ultrarapide, cu dinți drepecți, înclinați sau în "V".

2.1.2. Modelarea mecanismelor cu roți

În ultimile decenii s-au dezvoltat numeroase modele matematice pentru analiza dinamică a angrenajelor. Modelele variază într-un domeniu foarte larg, de la modelul liniar cu un singur grad de libertate până la modelul neliniar cu grade de libertate multiple. Printre modelele mai utilizate se menționează: modelul neliniar cu un singur grad de libertate, modelul sistemului continuu, modelul bazat pe elementul finit și modelul neliniar cu grade de libertate multiple.

a). Modelul neliniar cu un singur grad de libertate.

Acest model, [O2], constă din două discuri care reprezintă momentul de inerție masic al roților și un ansamblu arc-amortizor, care reprezintă angrenarea (Figura 2.1). Cu toate că în cadrul acestui model nu este prevăzută dinamica arborilor și lagărelor, o serie de aspecte sunt cuprinse. Dintre acestea se menționează:

- variația în timp a rigidității și amortizării din angrenare
- jocul din angrenare
- erorile de pas și de profil
- modificări de profil

Principala ipoteză admisă în cadrul acestui model este faptul că vibrațiile de torsiune ale unui angrenaj pot fi decuplate în raport cu alte moduri vibratorii. Această ipoteză este valabilă în situația lagărelor rigide și a arborilor care prezintă o elasticitate la torsiune în raport cu rigiditatea angrenării sau în situația montării arborilor cu ajutorul cuplajelor elastice.

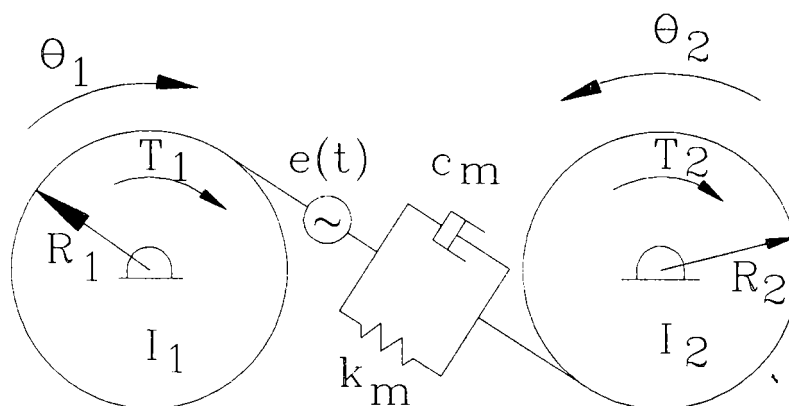


Fig. 2.1 Modelul neliniar cu un grad de libertate

b). Modelul sistemului continuu

Acest model, [O2], constă dintr-o pereche de roți, doi arbori și două mase inertiiale reprezentând motorul de antrenare și sarcina (Figura 2.2). Vibrațiile torsionale se consideră în ipoteza că ele nu sunt afectate de vibrațiile transversale ale sistemului, ceea ce este adevărat în condițiile în care sistemul este rigid pe direcție transversală. Se neglijează efectele neliniare și se consideră amortizarea și rigiditatea angrenării constantă. Variația rigidității angrenării se ia în considerare ca și o deplasare suplimentară în punctul de angrenare.

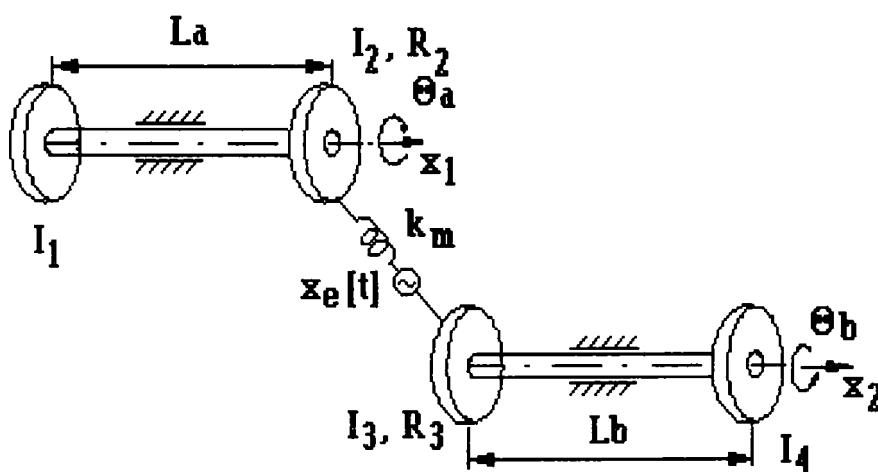


Fig. 2.2 Modelul sistemului continuu

c). Modelul neliniar cu grade de libertate multiple

Modelul neliniar cu grade de libertate multiple, prezentat în figura 2.3, presupune șase grade de libertate: patru de rotație (la antrenare, pinion, roată și sarcină: $\theta_0, \theta_1, \theta_2, \theta_3$) și două de translație (la pinion și la roată: x_1, y_2).

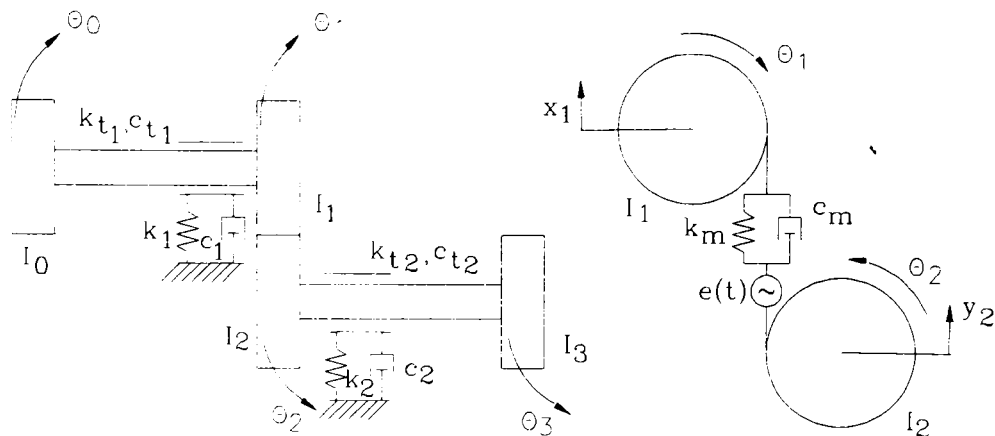


Fig. 2.3 Modelul neliniar cu grade de libertate multiple

Modelul matematic include următoarele efecte:

- variația în timp a rigidității și amortizării angrenării
- elasticitatea torsională și transversală a arborilor
- amortizarea arborilor
- elasticitatea și amortizarea lagărelor
- jocul din angrenare
- erorile de pas și de profil

d). Modelul bazat pe element finit.

O metodă complexă de analiză a stării de tensiune și deformație a roților dințate o constituie metoda elementului finit, care permite determinarea stării de tensiune și deformație simultan cu repartitia acestora pe dinte. În figura 2.4 se prezintă modelarea cu element finit a unui dinte. Structura este discretizată în elemente de tip triunghiular și elementele se consideră încastrate la baza dintelui și ghidate pe ambele părți. Acuratețea analizei depinde de modul de discretizare adoptat, astfel încât pentru a

obține rezultatele cele mai bune trebuie făcute mai multe încercări, pentru diferite structuri de discretizare.

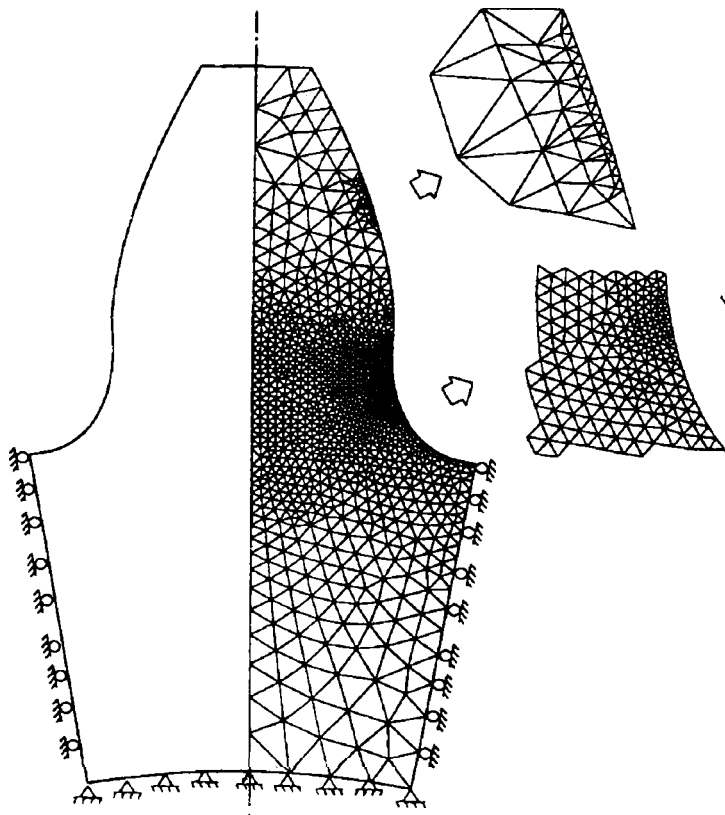


Fig. 2.4 Modelul cu element finit

Filiz și Eyercioglu, [F7], au conceput o aplicație în MSC/NASTRAN care permite determinarea deformațiilor, tensiunilor normale și tangențiale maxime, precum și a coordonatelor corespunzătoare. Se investighează efectul modulului, unghiului de presiune, numărului de dinți al pinionului și roții conduse, precum și a razei de racordare de la baza dintelui. În lucrare, [F7], s-a urmărit găsirea variantei optime de modelare a încărcării. Au fost făcute studii pe modelul prezentat în figura 2.4, la care s-au aplicat forțe concentrate în diferite puncte pe flancul dintelui și în al doilea caz, s-au aplicat forțe distribuite pe flanc, iar în figura 2.5 este prezentat un alt model cu element finit care conține doi dinți în angrenare și contactul pe flancuri este modelat cu un element tip “gap”. Acest element are rigiditatea variabilă, aproape nulă când există spațiu între nodurile pe care le conectează și rigiditatea crește foarte mult când distanța dintre noduri devine nulă.

Rezultatele analizei demonstrează că diferențele care apar atât la tensiunile de la baza dintelui, cât și la contact sunt mici, între modelele care utilizează sarcini distribuite și simulează contactul, iar diferențe mai mari apar între aceste două modele și cel cu forțe concentrate.

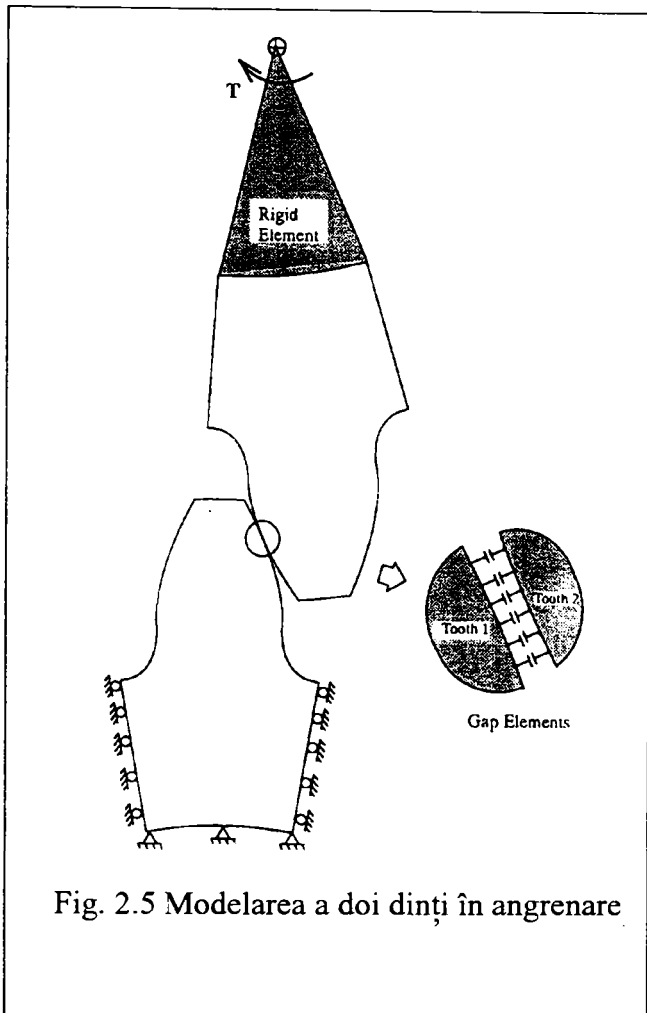


Fig. 2.5 Modelarea a doi dinți în angrenare

În concluzie, se poate afirma că sistemele cu roți dințate pot fi studiate cu diferite modele, iar cu cât se iau în calcul mai multe efecte, modelul devine mai complex.

Tendința constantă de a obține angrenaje mai ieftine, cu mase cât mai mici, silențioase și care să reziste bine în condiții dinamice grele, a determinat recurgerea la tehnici de optimizare a acestora, majoritatea fiind unicriteriale. Wang, [W4], propune o metodă de optimizare multicriterială. Parametrii de intrare sunt: puterea transmisă, raportul de transmitere,

viteza unghiulară a pinionului și datele de material. Variabilele de proiectare sunt: numărul de dinți, lățimea roții, modulul, unghiul de presiune. Printre obiectivele optimizării se numără: minimizarea numărului de dinți, minimizarea masei, minimizarea deformației dintelui și maximizarea durabilității. Restricțiile aplicate se referă la tensiunea de încovoiere a dintelui și la solicitarea de contact.

Rezolvarea problemei de optimizare cu patru funcții obiectiv și restricții neliniare se face pe baza metodei Cebășev. Factorii de pondere rămân la latitudinea proiectantului, putându-se acorda prioritate oricăreia din funcțiile menționate. Ca o

observație critică se poate menționa faptul că minimizarea numărului de dinți trebuie făcută cu restricții în privința numărului minim admis. În acest sens, în lucrare, nu se menționează nici un aspect.

2.2. Mecanisme cu came

2.2.1. Aspecte generale ale dinamicii mecanismelor cu came

Principalele avantaje oferite de mecanismele cu came sunt faptul că permit mișcarea cu un număr mare de constrângeri impuse și pot funcționa la viteze mari, până la 8000 rot/min ca în cazul motoarelor cu ardere internă.

Dezavantajele mecanismelor cu came sunt constituite de lipsa flexibilității, fluctuațiile rapide de forțe care pot deveni distructive, pot apare probleme acustice, șocuri, poate apare pierderea contactului între tchet și camă și probleme datorate tensiunii de contact dintre aceste două elemente.

Proiectarea unui mecanism cu camă se face pe baza unor considerente care țin cont de legea de mișcare impusă tchetului și de asigurarea celor mai bune performanțe dinamice sistemului. În urma analizei cinematice și dinamice a unui mecanism cu camă se determină, în cazul general, raza de bază a camei, raza tchetului (la came cu tchet cu rolă), lățimea camei, excentricitatea tchetului și caracteristicile arcului care intră în componența mecanismului.

Obiectivele care trebuie atinse de proiectarea profilului camei sunt asigurarea unei mișcări line a tchetului, masă și inerție a sistemului minimă. În condițiile mecanismelor cu came de viteză mare este preferabil, [N1], să se mențină cama la dimensiuni reduse pentru a reduce și forțele de inerție generate de aceasta.

În condițiile funcționării la viteze ridicate, obținerea profilului camei direct din legea de mișcare a tchetului printr-o simplă transformare geometrică nu mai este suficientă. Datorită forțelor de inerție apar deformații, sistemul nefiind rigid. Din cauza acestor considerente, proiectantul trebuie să găsească un model dinamic care să descrie adecvat sistemul. Principalele modele utilizate sunt cele cu unu, respectiv două grade de libertate [T1] sau modelul cu două mase [N1].

Contactul dintre tchet și camă implică tensiuni locale de valoare ridicată, ceea ce presupune și uzare rapidă. Din aceste motive încărcarea camelor este limitată. De Fraine [F1] prezintă un program de analiză dinamică a forțelor mecanismului cu camă pentru cazul general. Pe baza analizei sistemului de forțe se determină tensiunea de contact, deformațiile în zona de contact camă-tchet și se fac comparații între tipurile de tchet existente. Se constată că tchetul cu rolă față de cel cu vârf asigură o reducere a tensiunii de contact precum și a deformațiilor locale. Pe de altă parte tchetul cu rolă are capacitate portantă mai mare, dar numai în condițiile realizării paralelismului axelor de rotație ale tchetului și camei. În practică îndeplinirea acestor cerințe este dificilă, iar încălcarea lor poate duce la concentrări de tensiune care deteriorează tchetul. În [T1] se recomandă utilizarea tchetului în formă de butoi care este mai puțin sensibil la abaterea de la paralelism menționată anterior.

În [P4] se face o analiză comparativă a comportării în regim dinamic a diferitelor profile de camă atât pe cale teoretică cât și pe cale experimentală. Se constată că sistemele cu elasticitate mare conduc la modificări substanțiale ale curbelor de răspuns. Acest efect apare și la profilele a căror suprafață nu este bine prelucrată. În cazul camelor profilate după legi de mișcare cu salturi în curba accelerațiilor, amplitudinea vibrațiilor pe sectorul de accelerare este mai mică decât pe sectorul de decelerare. Acest lucru este explicat prin faptul că la joncțiunea dintre cele două sectoare accelerația își schimbă brusc direcția constituind o sursă suplimentară de vibrații, care provoacă o mărire a amplitudinii pe sectorul de decelerare.

Mecanismele cu camă, care funcționează la viteze mari, se pot clasifica în două mari categorii:

- sisteme semirigide, în care apar deformații foarte mici ale elementelor componente. Masa sistemului este redusă, iar constanta elastică a arcului este mare. Sinteza mecanismului se poate face prin metode clasice.
- sisteme elastice, în care se poate înmagazina o cantitate substanțială de energie datorată deformării elementelor componente. Această energie se asociază cu fenomenul numit “dynamic wind up”, care apare la eliberări rapide și

necontrolabile de energie din sistem. În sinteza mecanismului trebuie luată în considerare această înmagazinare de energie.

La alegerea legilor de mișcare se recomandă evitarea salturilor la viteze și accelerații, care determină apariția șocurilor, preferându-se profile netede cum ar fi cele generate de legile polinomiale. Pentru situația în care sinteza mecanismului cu camă pleacă de la o secvență de valori de accelerații corespunzătoare unor unghiuri de rotație ale camei, Oderfeld și Pogorzelski, [O1], propun o metodă automată de sinteză pentru mecanisme cu camă de viteză mare, care optimizează legea de mișcare cu ajutorul interpolării cu funcții spline.

Adams și Pelecudi [A1] fac o analiză dinamică a mecanismelor cu camă de rotație și tchet în translație ocupându-se de calculul accelerațiilor și al tensiunii de contact. Plecând de la evaluarea erorilor de profil ale camei și influența acestora asupra accelerațiilor se determină efectele uzării în ipoteza că sunt proporționale cu forța de contact și cu viteza relativă. Se obține ecuația integrală a uzurilor care modifică legea de mișcare inițială. Noile accelerații obținute depind de supraaccelerațiile anterioare, ceea ce justifică necesitatea legilor de mișcare cu continuități superioare.

2.2.2. Modelarea și optimizarea mecanismelor cu came

O problemă deosebit de importantă la mecanismele de viteză mare este găsirea modelului dinamic adecvat. În literatură se întâlnesc mai multe modele, ele diferind prin complexitatea factorilor luați în considerare și a numărului gradelor de libertate.

Modelul cu un singur grad de libertate, [T1], este prezentat în Figura 2.6a, iar sistemul de forțe în Figura 2.6b. S-au utilizat următoarele notații: k_r - constanta elastică a arcului de revenire, c_r - coeficientul de amortizare vâscoasă, M - masa echivalentă a sistemului, k - constanta elastică echivalentă a sistemului, S - deplasarea datorată profilului camei.

În urma prelucrării matematice ecuația de mișcare a sistemului este:

$$\frac{M}{k} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} + \frac{c_r}{k} \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{k+k_r}{k} \cdot y = S \quad (2.1)$$

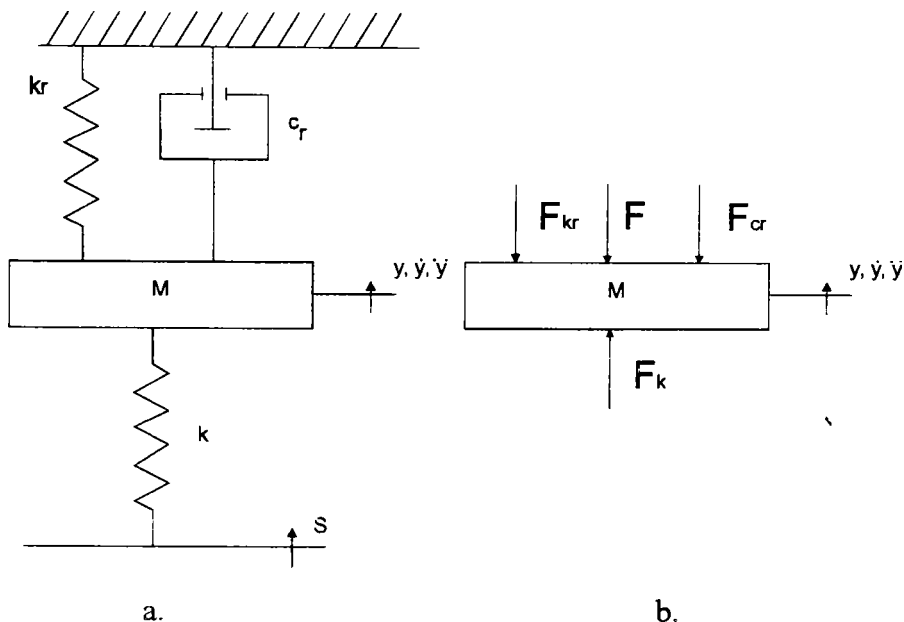


Fig. 2.6 Modelul cu un grad de libertate

Se introduc următorii termeni adimensionali:

$$\begin{aligned} \mu_m &= \frac{M}{k} \omega_d^2 \cong \left(\frac{\omega_d}{\omega_n} \right)^2 \\ \mu_c &= \frac{c_r}{k} \omega_d \cong 2\zeta \frac{\omega_d}{\omega_n} \\ \mu_k &= \frac{k + k_r}{k} \end{aligned} \tag{2.2}$$

unde ω_d este viteza unghiulară de proiectare, iar ω_n este frecvența naturală a sistemului.

Termenul μ_m este un indicator al vitezei mecanismului. La mecanismele de viteză mare, [T1], $\mu_m = 2 \cdot 10^{-4} \dots 2,7 \cdot 10^{-2}$. Pentru a reduce capacitatea de înmagazinare de energie a mecanismului este necesar ca $\omega_d \ll \omega_n$. Având în vedere că viteza unghiulară de proiectare este de obicei impusă, se încearcă reducerea masei echivalente a sistemului și creșterea constantei arcului.

Același model cu un singur grad de libertate este abordat și de Pelecudi, [P4], în două variante: fără a considera frecarea și cu frecare. În urma comparării celor două variante se constată superioritatea celui de-al doilea model cu observația că la turații mari de 1800 - 2000 rot/min trebuie luată în considerare și comportarea arcului din sistem care nu a fost inclusă în model.

În [M6] se analizează comportarea dinamică a mecanismului de distribuție la motoarele cu ardere internă. Se abordează tot un model monomasic în condițiile următoarelor ipoteze:

- masa elementelor lanțului cinematic care alcătuiește mecanismul de distribuție se înlocuiește cu o singură masă echivalentă, redusă la supapă
- se consideră deplasarea tuturor elementelor mobile ca fiind unidirecțională
- se consideră numai elasticitatea sistemului în direcția de deplasare
- se ia în considerare frecarea din cuplele cinematice de translație, iar forța de frecare se admite proporțională cu viteza

Un model mai aproape de realitate este cel propus de Horeni, [H1]. Acest model (Figura 2.7) este caracterizat de două mase concentrate m , masa camei și μm , masa tachelului, care sunt legate printr-un arc și un amortizor.

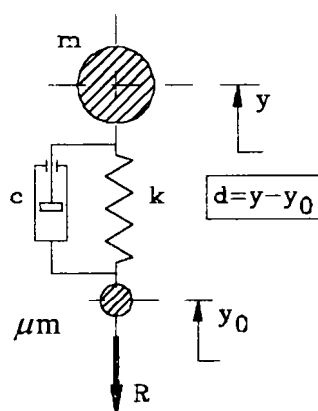


Fig. 2.7 Modelul cu două mase concentrate

Forțele generate de aceste elemente sunt:

$$F_e = k(y - y_0) \quad (2.3)$$

$$F_c = c\left(\frac{dy}{dt} - \frac{dy_0}{dt}\right) \quad (2.4)$$

Modelul are perioada de oscilație naturală T_0 și amortizarea ξ conform relațiilor:

$$\frac{2\pi}{T_0} = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

$$2\xi\omega_n = \frac{c}{m} \quad (2.6)$$

Datorită elasticității mecanismului, deplasarea $y(t)$ diferă de deplasarea determinată de forma camei $y_0(t)$ prin deformația $d(t) = y - y_0$.

Introducând termenii adimensionali:

$$\tau = \frac{t}{T} \quad \zeta = \frac{y}{h} \quad \delta = (2\pi N)^2 \frac{d}{h}$$

$$N = \frac{T}{T_0} \quad \zeta_0 = \frac{y_0}{h} \quad \bar{R} = \frac{RT^2}{(1+\mu)mh} \quad (2.7)$$

comportarea sistemului poate fi caracterizată de setul de ecuații:

$$B\delta + \delta = -\dot{\zeta}$$

$$C\delta + B\delta + \delta = \bar{R}$$

$$\zeta - A\delta = \zeta_0 \quad (2.8)$$

unde

$$C = \frac{\mu}{1+\mu} \cdot \frac{1}{(2\pi N)^2}$$

$$B = \frac{\xi}{\pi N}$$

$$A = \frac{1}{(2\pi N)^2} \quad (2.9)$$

Primele două ecuații sunt ecuații de mișcare ale maselor concentrate m și μm , iar cea de-a treia descrie relația dintre coordonate și deplasarea tachelului.

Dresner, [D6], face o trecere în revistă a metodelor de analiză dinamică a mecanismelor cu camă și a modelelor abordate. Se afirmă că modelul cu un singur grad de libertate prezintă o acuratețe corespunzătoare în multe aplicații, iar modelul cu două grade de libertate oferă o estimare mai corectă a pierderii contactului dintre tachel și camă. Sunt analizate și modelele cu grade de libertate multiple, dar acestea oferă îmbunătățiri nesemnificative în comparație cu complexitatea matematică pe care o introduc. Dresner recomandă un model combinat (Figura 2.8) cu un grad de libertate în condiții normale de lucru (când masa M_1 este în contact cu cama), iar în condițiile pierderii contactului dintre tachel și camă, modelul are două grade de libertate.

Avantajele modelului sunt:

- ❑ este mai simplu decât modelele cu grade de libertate multiple
- ❑ include în cadrul amortizării un termen pentru amortizarea vâscoasă și unul pentru cea coulombiană
- ❑ asocierea și celei de-a doua mase M_1 permite ca o serie de proprietăți să fie cât mai aproape de cele ale sistemului fizic real: masa totală, frecvența proprie de oscilație, rigiditatea sistemului.

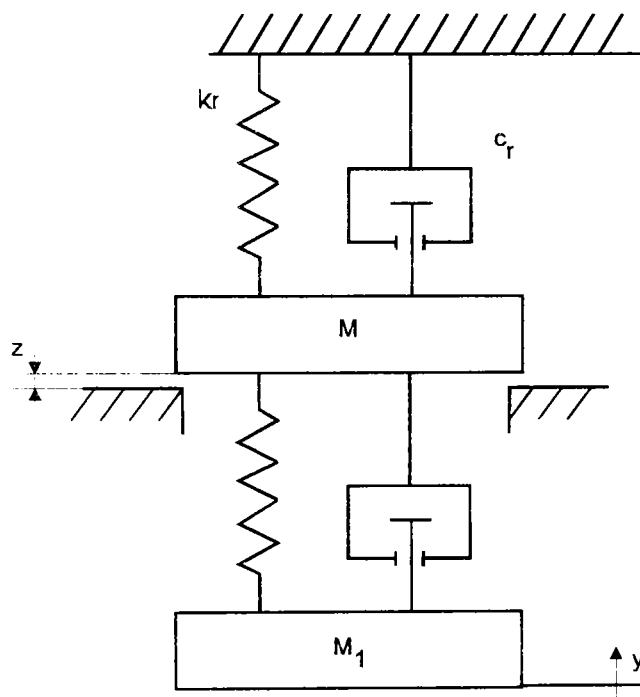


Fig. 2.8 Modelul combinat cu unu, respectiv două grade de libertate

Un model mai complex este modelul cu două grade de libertate, [T1], prezentat în Figura 2.9a, având distribuția forțelor prezentată în Figura 2.9b.

Ecuatia de echilibru dinamic pentru masa M_1 poate fi scrisă:

$$M_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = F_{k_1} - F_{k_{r1}} - F_{c_{r1}} - F \quad (2.10)$$

care se transformă în:

$$\frac{M_1}{k_1} \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \frac{c_{r1}}{k_1} \frac{dy_1}{dt} + \frac{k_1 + k_{r1}}{k_1} y_1 + \frac{F}{k_1} = y_2$$

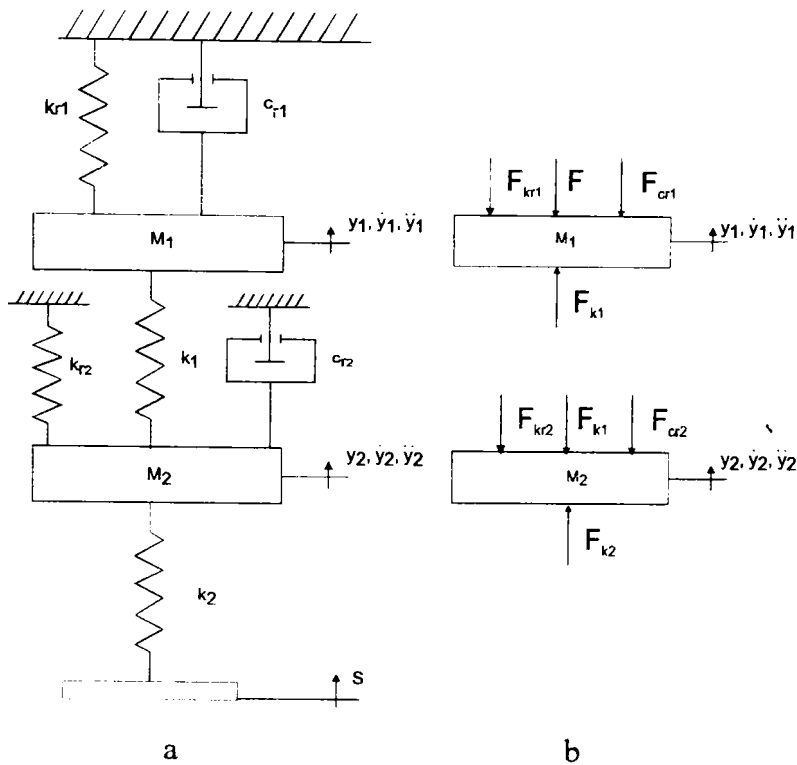


Fig. 2.9 Modelul cu două grade de libertate

Ținând cont că:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = y' \omega_d$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d^2 y}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{dy}{d\theta} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = y'' \omega_d^2 + y' \varepsilon_d \quad (2.11)$$

unde \$\theta\$ este unghiul de rotație al camei. Admițând că \$\varepsilon_d = 0\$ se obține:

$$y_2 = \frac{M_1}{k_1} \omega_d^2 y_1'' + \frac{c_{r1}}{k_1} \omega_d y_1' + \frac{k_1 + k_{r1}}{k_1} y_1 + \frac{F}{k_1} \quad (2.12)$$

Se procedează analog și pentru masa \$M_2\$ și se ajunge la o ecuație care leagă deplasarea \$S\$ de \$y_1\$ și de derivatele sale până la ordinul patru.

Un alt model dinamic, mai complex, este propus de Notash, [N1, M3]. Modelul are patru grade de libertate - unu de rotație și trei de translație. Sistemul, prezentat în Figura 2.10, ține cont de momentul de inerție al camei și al arborelui camei, \$I_c\$, de flexibilitatea și amortizarea la torsiune a arborelui camei, \$k_{st}\$ și \$c_{st}\$, efectul de amortizare a lagărelor arborelui, \$c_b\$. Sistemul în translație include masa camei și a arborelui, \$m_c\$, masa rolei tchetului, \$m_f\$, masa tchetului și a elementelor legate de

acesta, m_f , efectul elasticității și amortizării transversale a arborelui camei, k_s și c_s , elasticitatea și amortizarea tachelului, k_f și c_f , precum și rigiditatea arcului de revenire, k_{rs} .

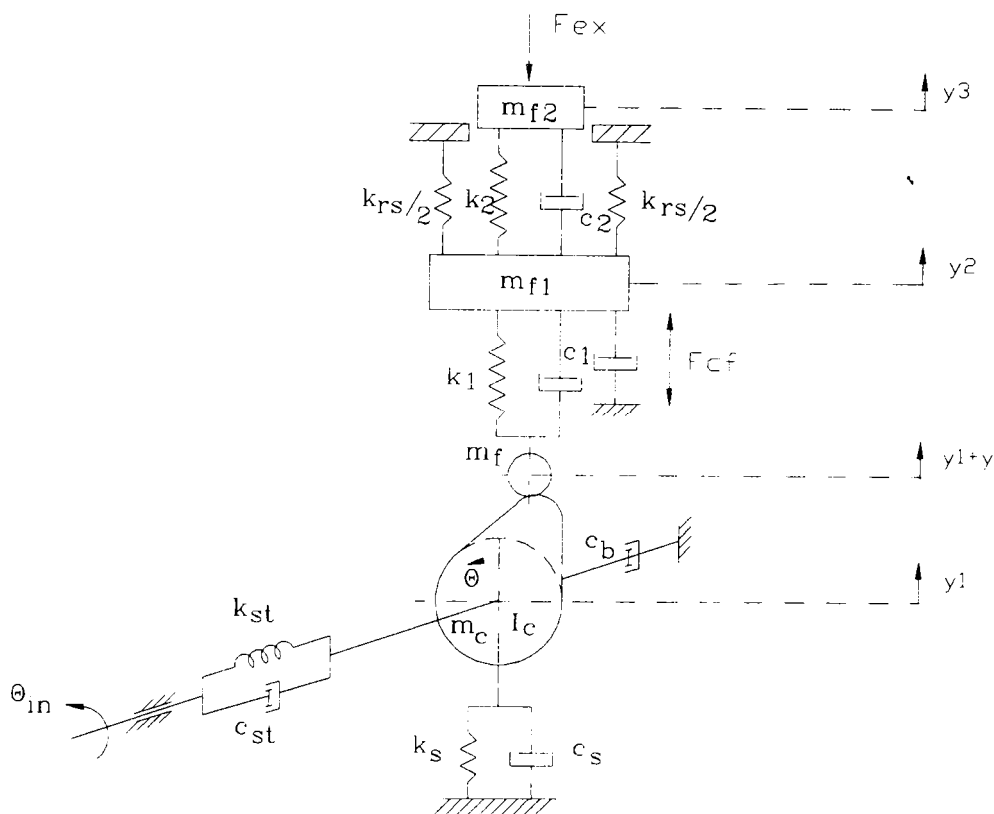


Fig. 2.10 Modelul cu patru grade de libertate

Rigiditatea și amortizarea echivalentă a tachelului este modelată prin două arcuri liniare cu rigiditățile k_1 și k_2 și două amortizoare cu coeficienții c_1 și c_2 . Masa echivalentă a tachelului cu toate elementele legate de acesta este împărțită în două puncte. Partea dintre rolă și arcul de readucere este m_{f1} , iar restul este m_{f2} . Aceste două mase sunt cuplate printr-un arc și un amortizor având coeficientul k_2 , respectiv c_2 . Un arc de readucere a tachelului este atașat de acestea pentru a asigura menținerea contactului dintre tachel și camă pe tot ciclul de mișcare. Efectul forței de frecare la ghidajul tachelului este luat în considerare prin F_{cf} . Suprafața de contact dintre rola tachelului și camă este considerată rigidă, iar erorile geometrice datorită prelucrării și jocurilor se neglijează, presupunând un profil corect.

Dacă y_1 , y_2 și y_3 reprezintă deplasările absolute ale maselor m_c , m_{f1} și m_{f2} , iar y reprezintă deplasarea datorată profilului camei, ecuațiile diferențiale de mișcare pot fi scrise:

$$(m_c + m_f)\ddot{y}_1 + (c_s + c_1)\dot{y}_1 - c_1\dot{y}_2 + (k_s + k_1)y_1 = F_1$$

$$F_1 = -m_f\ddot{y} - c_1\dot{y} - k_1y + k_1y_2 \quad (2.13)$$

$$m_{f1}\ddot{y}_2 - c_1\dot{y}_1 + (c_1 + c_2)\dot{y}_2 - c_2\dot{y}_3 - k_1y_1 = F_2$$

$$F_2 = -(k_{rs} + k_1 + k_2)y_2 + k_2y_3 + c_1\dot{y} + k_1y - F_{cf} \quad (2.14)$$

$$m_{f2}\ddot{y}_3 - c_2\dot{y}_2 + c_2\dot{y}_3 - k_2y_2 + k_2y_3 = -F_{ex}$$

$$I_c\ddot{\theta} + (c_b + c_{st})\dot{\theta} + k_{st}\theta = c_{st}\omega + k_{st}\theta_{in} - T_c \quad (2.15)$$

Forța de frecare F_{fc} poate fi calculată cu relația:

$$F_{fc} = (2\xi + 1)\mu F_c \sin \theta \quad (2.16)$$

Cuplul T_c datorat forței de contact poate fi obținut cu relația:

$$T_c = F_c(e \cos \Phi + (y(\theta) + d) \sin \Phi) \quad (2.17)$$

iar forța de contact:

$$F_c = \frac{F_p - m_c\ddot{y}_1 - c_s\dot{y}_1 - k_s y_1}{\cos \Phi} \quad (2.18)$$

unde F_p este forța de pretensionare a arcului, iar ϕ este unghiul de presiune.

Optimizarea camei cuprinde două etape. În prima etapă se minimizează valoarea maximă a tensiunii de contact dintre tchet și camă, iar în a doua se minimizează volumul camei. În prima etapă, mărimea camei este necunoscută. Ca o consecință, componenta verticală a forței de contact este considerată ca funcție obiectiv. Minimizând valoarea maximă a componentei verticale a forței de contact, se determină rigiditatea arcului de readucere și pretensionarea arcului. Pentru a evita pierderea contactului dintre tchet și camă, forța de contact trebuie să fie mai mare decât o valoare pozitivă impusă. Funcția obiectiv se definește:

$$O_1 = F_{\max} \quad (2.19)$$

F_{\max} fiind valoarea maximă a componentei verticale $F_c \cos \phi$.

Pentru sistemele flexibile forța de contact verticală, F_v , poate fi scrisă:

$$F_v = m_r(\ddot{y}_1 + \ddot{y}) + c_1(\dot{y} + \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1(y + y_1 - y_2) + F_p \quad (2.20)$$

În a doua etapă de optimizare, se optimizează volumul camei. În acest caz, funcția obiectiv este chiar volumul camei și poate fi exprimată:

$$O_2 = \pi R^2 H \quad (2.21)$$

unde R este raza cercului de bază a camei, iar H este lățimea camei.

Pentru prima fază a optimizării constrângerile impuse sunt:

$$\begin{aligned} k_{rs \min} &\leq k_{rs} \leq k_{rs \max} \\ \delta_{rs \min} &\leq \delta_{rs} \leq \delta_{rs \max} \\ F_{\min} &\geq f \end{aligned} \quad (2.22)$$

unde δ_{rs} este săgeata de pretensionare a arcului.

Pentru cea de-a doua etapă se utilizează următoarele restricții:

$$\begin{aligned} y &= y(\theta) \\ R_{\min} &\leq R \leq R_{\max} \\ r_{r \min} &\leq r \leq r_{r \max} \\ e_{\min} &\leq e \leq e_{\max} \\ H_{\min} &\leq H \leq H_{\max} \\ \Phi_{\min} &\leq \Phi \leq \Phi_{\max} \\ \sigma_{\max} &\leq \sigma_{adm} \end{aligned} \quad (2.23)$$

În [N1, M3] se prezintă o procedură completă de optimizare a unui mecanism cu camă conform metodologiei prezentate anterior. Pentru sinteza optimală a unui mecanism cu camă, sarcinile inerțiale și răspunsul dinamic al sistemului trebuie cunoscut. Pentru determinarea răspunsului sistemului, trebuie cunoscută masa camei și a tachetului, rigiditatea arcului și pretensionarea sa. În prima etapă de calcul sistemul se presupune rigid. În prima procedură de optimizare se determină caracteristica arcului și pretensionarea sa. Cu ajutorul rezultatelor determinate se pot rezolva ecuațiile diferențiale de mișcare pentru sistemul flexibil și se calculează tensiunea maximă de contact. Dacă valoarea calculată nu depășește valoarea maximă admisibilă se poate concluziona că proiectarea sistemului considerat satisface și condițiile elasticității sistemului. În această situație nu este necesară cea de-a doua etapă de

optimizare. Dacă tensiunea de contact depășește valoarea admisibilă, se aplică și cea de-a doua procedură de optimizare.

Maggiore și Meneghetti, [M2], prezintă o metodă de optimizare a mecanismului cu camă fără a intra în intimitatea problemei dinamice. Ei propun ca în funcția obiectiv să fie incluși și o serie de parametri cum ar fi: valori ale accelerației, forța transmisă, presiunea de contact, accelerații de ordin superior. În exemplele prezentate, ei au admis legi de mișcare polinomiale.

Marina, [M6], optimizează mecanismul de distribuție la motoarele cu ardere internă încercând atât satisfacerea condițiilor dinamice cât și gazodinamice. Soluția obținută asigură reducerea accelerațiilor pozitive și a rigidității arcului de distribuție în scopul limitării solicitării zonelor de contact, micșorarea accelerațiilor negative pentru evitarea desprinderii precum și realizarea unor timpi-secțiune sporiți care conduc la creșterea capacității de trecere a gazelor prin secțiunea controlată de supapă.

În concluzie, se poate afirma că rezultatul minimizării volumului camei în cazul unui sistem rigid poate să nu fie acceptabil pentru un sistem elastic. Datorită dimensiunilor reduse ale camei, tensiunea de contact poate depăși valoarea admisibilă. Dacă geometria unui sistem elastic se proiectează cu acceptarea rigidității, coeficientul de siguranță la contact pentru modelul rigid trebuie să fie de valoare mai ridicată. Pentru sistemele elastice, tendința tachelului de a pierde contactul cu cama și mărirea tensiunii de contact sunt tot atât de importante ca și răspunsul dinamic al camei. Acești factori determină condițiile de bună funcționare a unui sistem.

2.3. Mecanisme cu bare

2.3.1. Sinteza mecanismelor cu bare

Problema sintezei mecanismelor cu bare este amplu studiată în literatura de specialitate. În prezent dintre metodele de sinteză se preferă metodele analitice, renunțându-se la cele grafo-analitice din motive de precizie.

Dezvoltarea calculului automat a facilitat extinderea oricărei metode analitice de sinteză. Având în vedere că metodele de sinteză sunt similare și dintre tipurile de sinteză ale mecanismelor cu bare: sinteza pozițională, sinteza mecanismelor generatoare de funcții sau de traiectorie, ultimele două pot fi reduse la primul caz, în continuare se va prezenta metoda vectorială aplicată în cazul sintezei poziționale.

2.3.1.1. Operatorul de rotație – extensie

Orice mecanism plan poate fi reprezentat printr-un lanț cinematic constituit din unul sau mai multe contururi formate din elemente de tip bară cu culise (Figura 2.11), [S11].

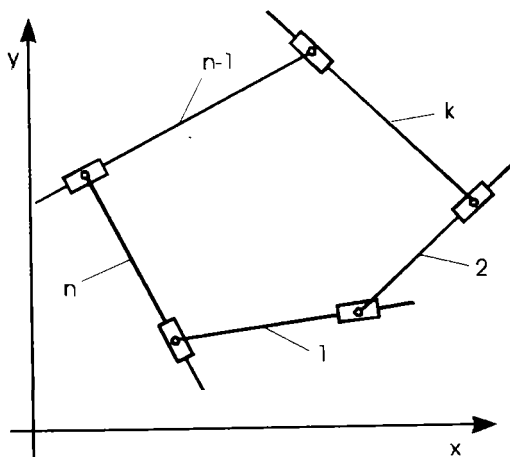


Fig.2.11 Reprezentarea unui mecanism plan printr-un lanț cinematic

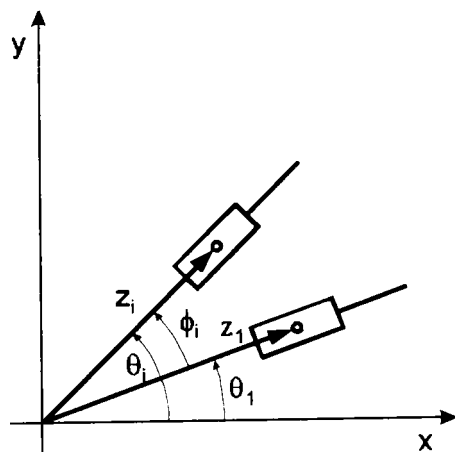


Fig.2.12 Reprezentarea vectorială a unui element

Poziția fiecărui element poate fi definită prin vectorul \bar{Z} , exprimat ca un număr complex (Figura 2.12). Poziția inițială a elementului este:

$$\bar{Z}_1 = Z_1 e^{i\theta_1} = Z_1 (\cos \theta_1 + i \sin \theta_1) \tag{2.24}$$

unde Z_1 este lungimea de la articulația elementului la articulația culisei în poziție inițială, iar

$$\theta_1 = \arg \bar{Z}_1 \tag{2.25}$$

este unghiul măsurat de la axa reală a sistemului de coordonate solidar cu elementul fix până la elementul propriu-zis, măsurarea făcându-se în sens trigonometric.

Dacă nu se modifică lungimea elementului la trecerea din poziția inițială în poziția i , atunci \bar{Z}_i se poate exprima:

$$\bar{Z}_i = Z_1 e^{i(\theta_1 + \Phi_i)} = \bar{Z}_1 e^{i\Phi_i} \quad (2.26)$$

unde $\Phi_i = \theta_i - \theta_1$.

Dacă se modifică și lungimea elementului, această modificare se definește ca:

$$\rho_i = \frac{Z_i}{Z_1} \quad (2.27)$$

În aceste condiții:

$$\bar{Z}_i = \bar{Z}_1 \rho_i e^{i\Phi_i} \quad (2.28)$$

$e^{i\Phi_i}$ este un operator rotațional și aplicarea lui la un vector are ca efect rotirea vectorului din poziția inițială cu un unghi Φ_i , fără a-i modifica lungimea. ρ_i este coeficientul de extensie, iar $\rho_i e^{i\Phi_i}$ este operatorul de rotație – extensie.

Marea majoritate a mecanismelor plane pot fi considerate ca fiind o combinație de vectori pereche numită diadă. Astfel mecanismul patruleter articulată, din figura 2.13, poate fi împărțit în cele două perechi de vectori \bar{Z}_1, \bar{Z}_2 și \bar{Z}_3, \bar{Z}_4 . Vectorii \bar{Z}_5 și \bar{Z}_6 pot fi determinați ușor după efectuarea sintezei geometrice. Pozițiile punctului P_i sunt definite cu vectorii \bar{R}_i , iar unghiurile se măsoară în sens trigonometric, φ_i sunt unghiurile manivelei, γ_i sunt unghiurile bielei, iar ψ_i sunt unghiurile balansierului.

Fiind date mai multe puncte de precizie P_i , $i = 1, 5$, se scriu ecuațiile de închidere a conturului format de vectorii \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 în prima poziție și în una din celelalte poziții impuse. Se obține:

$$\bar{Z}_1 e^{i\varphi_i} + \bar{Z}_2 e^{i\gamma_i} - \bar{R}_i + \bar{R}_1 - \bar{Z}_1 - \bar{Z}_2 = 0 \quad (2.29)$$

ecuație care se poate rescrie:

$$\bar{Z}_1 (e^{i\varphi_i} - 1) + \bar{Z}_2 (e^{i\gamma_i} - 1) = \bar{\delta}_i \quad (2.30)$$

unde $\bar{\delta}_i$ este vectorul de deplasare al punctului P_i , $\bar{\delta}_i = \bar{R}_i - \bar{R}_1$. Ecuația (2.30) este forma standard a ecuației de sinteză.

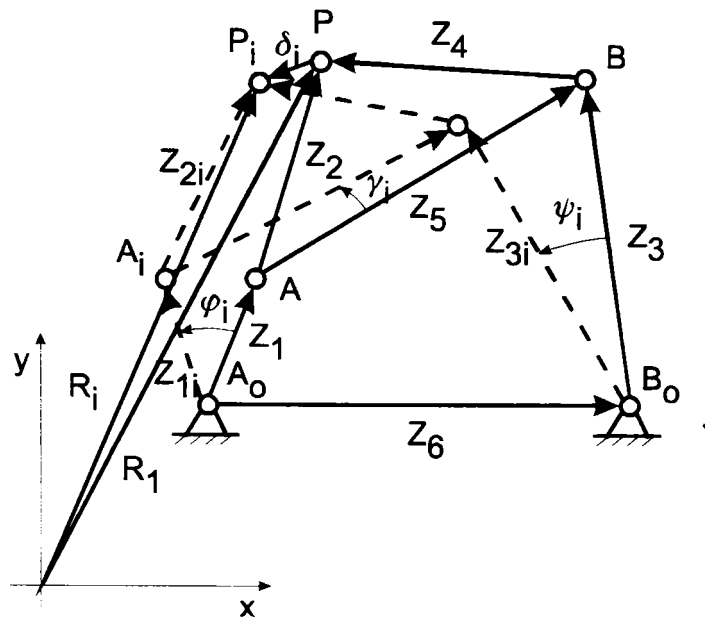


Fig. 2.13 Reprezentarea vectorială a unui mecanism patrulater articulat

În situația unei sinteze patru poziționale la patrulaterul din figura 2.13, se cunosc cele patru poziții prin vectorii \bar{R}_i , $i = 1, 4$, deci implicit $\bar{\delta}_i$, $i=2, 4$ și unghiurile planului mobil γ_i , $i=2, 4$. Se pot scrie trei ecuații de închidere a conturului.

$$\begin{cases} \bar{Z}_1(e^{i\varphi_2} - 1) + \bar{Z}_2(e^{i\gamma_2} - 1) = \bar{\delta}_2 \\ \bar{Z}_1(e^{i\varphi_3} - 1) + \bar{Z}_2(e^{i\gamma_3} - 1) = \bar{\delta}_3 \\ \bar{Z}_1(e^{i\varphi_4} - 1) + \bar{Z}_2(e^{i\gamma_4} - 1) = \bar{\delta}_4 \end{cases} \quad (2.31)$$

Sistemul (2.31) poate fi interpretat ca un sistem de trei ecuații vectoriale cu două necunoscute vectoriale \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 . Pentru ca sistemul să admită soluții este necesar ca determinantul caracteristic să fie zero.

$$\begin{vmatrix} e^{i\varphi_2} - 1 & e^{i\gamma_2} - 1 & \bar{\delta}_2 \\ e^{i\varphi_3} - 1 & e^{i\gamma_3} - 1 & \bar{\delta}_3 \\ e^{i\varphi_4} - 1 & e^{i\gamma_4} - 1 & \bar{\delta}_4 \end{vmatrix} = 0 \quad (2.32)$$

Această ecuație vectorială generează două ecuații scalare cu trei necunoscute scalare: φ_2 , φ_3 și φ_4 . Alegând φ_4 ca parametru, se obțin valorile φ_2 , φ_3 , care asigură condiția de compatibilitate a sistemului (2.31). Înlocuind valorile φ_i , $i=2, 4$, obținute în oricare două ecuații ale sistemului (2.31) se obțin vectorii Z_1 și Z_2 . Prin baleierea domeniului $[0, 2\pi]$ cu unghiul φ_4 se pot obține curba centrelor și curba punctelor.

Punctele aparținând curbei punctelor și cele aparținând curbei centrelor se determină prin ecuațiile:

$$\bar{\Gamma} = \bar{R}_1 - \bar{Z}_2 \quad (2.33)$$

$$\bar{\Gamma}_0 = \bar{R}_1 - \bar{Z}_2 - \bar{Z}_1 \quad (2.34)$$

Pentru fiecare valoare a parametrului φ_4 se obțin câte două puncte pe fiecare din curbe, o pereche asigură succesiunea pozițiilor 1,4 în ordinea impusă, iar pentru celelalte două valori, trecerea prin punctele de precizie se face într-o altă succesiune. Metoda prezintă avantajul generării de puncte conjugate de pe cele două curbe, ceea ce permite alegerea unor lungimi convenabile elementelor adiacente bazei. Pentru stabilirea celorlalte dimensiuni finale ale mecanismului, fie că se rezolvă sistemul și pentru cealaltă pereche de vectori, fie că se lucrează cu cele două curbe. Un exemplu numeric al acestei metode se prezintă în [D11].

În condițiile mecanismelor rapide și ultrarapide, unde trebuie ținut cont de elasticitatea elementelor, sinteza se poate face cu ajutorul unui operator cineto-elastodinamic de rotație – extensie.

2.3.1.2. Operatorul cineto-elastodinamic de rotație – extensie (KEDSRO)

Operatorul cineto–elastodinamic de rotație – extensie, [S11], se bazează tot pe folosirea metodei vectoriale. În situația în care coeficientul de extensie, ρ_i , se definește ca fiind $\ln(Z_i / Z_1)$, atunci poziția i poate fi exprimată:

$$\bar{Z}_i = \bar{Z}_1 e^{(i\Phi_i + \rho_i)} \quad (2.35)$$

unde Φ_i este rotația din poziția inițială în poziția i .

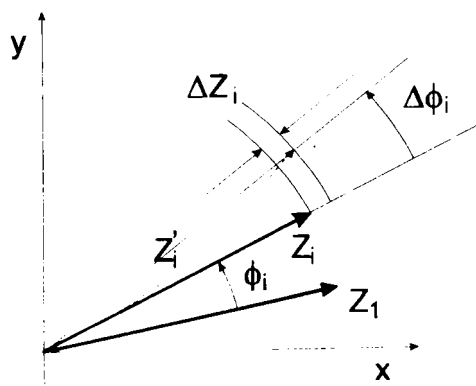


Fig. 2.14 Reprezentarea unui element în configurație rigidă și deformată

În figura 2.14 se prezintă un element în configurație rigidă și deformată raportat la un sistem de axe cu originea în cupla cinematică de legătură cu elementul anterior. Poziția i a corpului rigid poate fi exprimată:

$$\bar{Z}_i = \bar{Z}_1 e^{i\Phi_i}$$

Datorită elasticității elementelor apare o rotație elastică $\Delta\Phi_i$ și o alungire elastică ΔZ_i . Acest fenomen sugerează operatorul KEDSRO:

$$KEDSRO = e^{i(\Phi_i + \Delta\Phi_i) + \Delta L_i} \quad (2.36)$$

unde Φ_i este unghiul de rotație al elementului rigid de la poziția 1 la poziția i , $\Delta\Phi_i$ este unghiul de rotație elastică, iar

$$\Delta L_i = \ln \frac{Z_i + \Delta Z_i}{Z_i} \quad (2.37)$$

ΔZ_i fiind alungirea datorată elasticității. În aceste condiții poziția deformată a elementului poate fi exprimată:

$$\bar{Z}'_i = \bar{Z}_1 e^{i(\Delta\Phi_i + \Phi_i) + \Delta L_i} = \bar{Z}_1 e^{i\Delta\Phi_i + \Delta L_i} \quad (2.38)$$

Pentru exemplificare se prezintă sinteza patru pozițională a unui mecanism patrulater articulat. În figura 2.15 se prezintă partea stângă a patrulaterului în prima poziție și în poziția i , în configurație rigidă (linie continuă) și elastică (linie întreruptă).

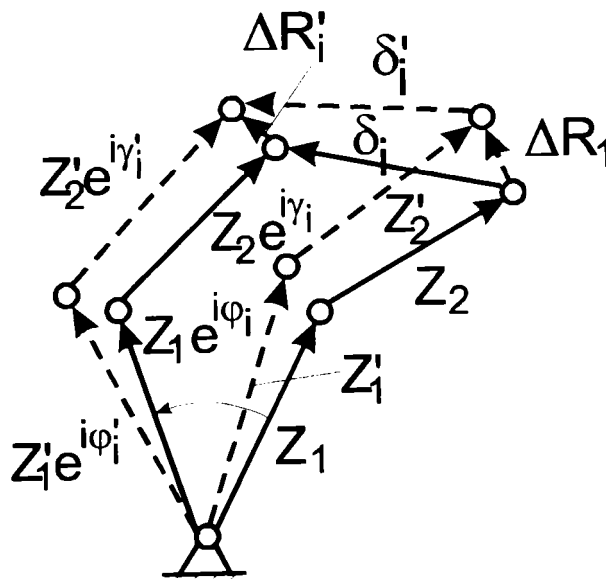


Fig. 2.15 Manivela și biela unui patrulater articulat în configurație rigidă și deformată

Ecuția de închidere a conturului este:

$$\bar{Z}_1 e^{i\varphi_i} + \bar{Z}_2 e^{i\gamma_i} - \bar{Z}_1' - \bar{Z}_2' = \bar{\delta}_i \quad (2.39)$$

Această ecuație poate fi scrisă cu ajutorul operatorului KEDSRO:

$$\begin{aligned} \bar{Z}_1 e^{i(\varphi_i + \Delta\varphi_i) + \Delta L_{1i}} + \bar{Z}_2 e^{i(\gamma_i + \Delta\gamma_i) + \Delta L_{2i}} - \bar{Z}_1 e^{i\Delta\varphi_i + \Delta L_{11}} - \bar{Z}_2 e^{i\Delta\gamma_i + \Delta L_{21}} = \\ = \bar{\delta}_i + \Delta\bar{R}_i - \Delta\bar{R}_1 \end{aligned} \quad (2.40)$$

Din condițiile de sinteză se specifică $\bar{\delta}_i$, dar apare și o eroare $\Delta\bar{R}_i - \Delta\bar{R}_1$. Prin această sinteză se dorește tocmai eliminarea acestei erori, adică atingerea punctelor de precizie, ceea ce determină eliminarea celor doi termeni $\Delta\bar{R}_i$ și $\Delta\bar{R}_1$.

Pentru sinteza patrupozițională se scriu trei ecuații de tipul (2.40). Valorile cunoscute sunt $\bar{\delta}_i$, γ_i , $i=2,4$, precum și deformațiile datorate elasticității, care se determină prin analiză cineto-elastodinamică: $\Delta\varphi_i$, ΔL_{1i} , $\Delta\gamma_i$, ΔL_{2i} , $i=2,4$ și ΔL_{11} , ΔL_{21} , $\Delta\varphi_1$, $\Delta\gamma_1$. Acest lucru se poate face pe baza analizei KED a mecanismului sintetizat în prealabil.

Ecuțiile se pot rescrie într-o formă mai convenabilă:

$$\bar{Z}_1 [e^{i(\varphi_i + \Delta\varphi_i) + \Delta L_{1i}} - e^{i\Delta\varphi_i + \Delta L_{11}}] + \bar{Z}_2 [e^{i(\gamma_i + \Delta\gamma_i) + \Delta L_{2i}} - e^{i\Delta\gamma_i + \Delta L_{21}}] = \bar{\delta}_i \quad (2.41)$$

Sistemul (2.41) este un sistem de trei ecuații vectoriale cu două necunoscute \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 , deci pentru a avea soluții este necesar ca determinantul caracteristic să se anuleze. Făcând următoarele notații pentru mărimile cunoscute:

$$\begin{aligned} e^{i\Delta\varphi_i + \Delta L_{1i}} &= A_i \\ e^{i\Delta\varphi_1 + \Delta L_{11}} &= B_1 \\ e^{i(\gamma_i + \Delta\gamma_i) + \Delta L_{2i}} - e^{i\Delta\gamma_i + \Delta L_{21}} &= C_i \end{aligned} \quad (2.42)$$

se obține determinantul:

$$\begin{vmatrix} A_2 e^{i\varphi_2} - B_1 & C_2 & \bar{\delta}_2 \\ A_3 e^{i\varphi_3} - B_1 & C_3 & \bar{\delta}_3 \\ A_4 e^{i\varphi_4} - B_1 & C_4 & \bar{\delta}_4 \end{vmatrix} = 0 \quad (2.43)$$

Relația (2.43) este echivalentă cu două ecuații scalare cu trei necunoscute: φ_2 , φ_3 și φ_4 . Alegând φ_4 rezultă unghiurile φ_2 și φ_3 . Cu valorile unghiulare determinate se

revine în sistemul (2.41) și se calculează \bar{Z}_1 și \bar{Z}_2 . Analog se procedează și pentru partea dreaptă a mecanismului.

După resinteză se studiază deformațiile noului mecanism obținut și se verifică condițiile de precizie impuse. Procedeu se continuă iterativ până la atingerea unei soluții acceptabile.

Se remarcă faptul că acest procedeu de sinteză este unul laborios, presupunând sinteza inițială, analiza cineto-elastodinamică a mecanismului obținut și ulterior resinteza KED într-un proces iterativ cu etapa a doua. De asemenea trebuie menționat faptul că prin acest procedeu de sinteză se asigură condițiile impuse doar în punctele de precizie.

În acest context s-au dezvoltat metode de optimizare, care după sinteza mecanismului considerat rigid și analiza cineto-elastodinamică optimizează aria secțiunii transversale a elementelor pentru a se încadra în condițiile impuse proiectării, putându-se controla și starea de tensiune a elementelor.

2.3.2. Metoda elementului finit aplicată în studiul mecanismelor cu bare

Conform celor prezentate în paragraful anterior, în proiectarea mecanismelor de mare viteză etapa determinării stării de deformație este obligatorie. Metoda care conferă cea mai mare acuratețe și un număr minim de ipoteze simplificatoare este metoda elementului finit.

În cadrul metodei elementului finit, mecanismele în mișcare sunt analizate ca și structuri instantanee, având numărul gradelor de libertate $L = 0$, luându-se în considerare sarcinile exterioare, forțele dinamice intrinseci și deformațiile elastice. Existența metodelor de analiză structurală și a tehnicii elementului finit face posibilă analiza modelelor reale cu puține restricții simplificatoare. Rezultatele fiecărei analize se utilizează ca și condiții inițiale pentru următoarea incrementare până la acoperirea întregului ciclu cinematic. Metoda permite analiza atât a mecanismelor plane cât și a celor spațiale, incluzând și efectul forțelor distribuite sau variabile în timp.

Obținerea unei structuri instantanee având numărul gradelor de libertate nul presupune introducerea unui număr de constrângeri egal cu numărul gradelor de mobilitate. Cel mai frecvent, în cazul mecanismelor cu un grad de mobilitate, se utilizează modelarea manivelei motoare ca o grindă încastrată. Structura instantanee care se asociază mecanismului se poate schimba pe parcursul mișcării, ea având proprietăți de rigiditate, masă și amortizare diferite, ele depinzând de poziția structurii.

Orice sistem elastic posedă un număr infinit de grade de libertate. Cu toate acestea, pentru scopuri practice, un număr finit de grade de libertate, u_j , reflectă adecvat comportarea mecanismului.

În figura 2.16 se prezintă două mecanisme uzuale cu gradele de libertate elastice asociate. La un mecanism patrulater articulată (Figura 2.16a), dacă se consideră fiecare element al mecanismului un singur element finit, sunt necesare nouă grade de libertate elastice, iar la mecanismul manivelă-piston (Figura 2.16b) sunt necesare șase grade de libertate elastice. Dacă se dorește segmentarea bielei în două elemente finite mai apar încă trei grade de libertate. În capitolul trei se vor prezenta câteva reguli de asociere a gradelor de libertate în cazul elementelor având mai multe tipuri de cuple cinematice.

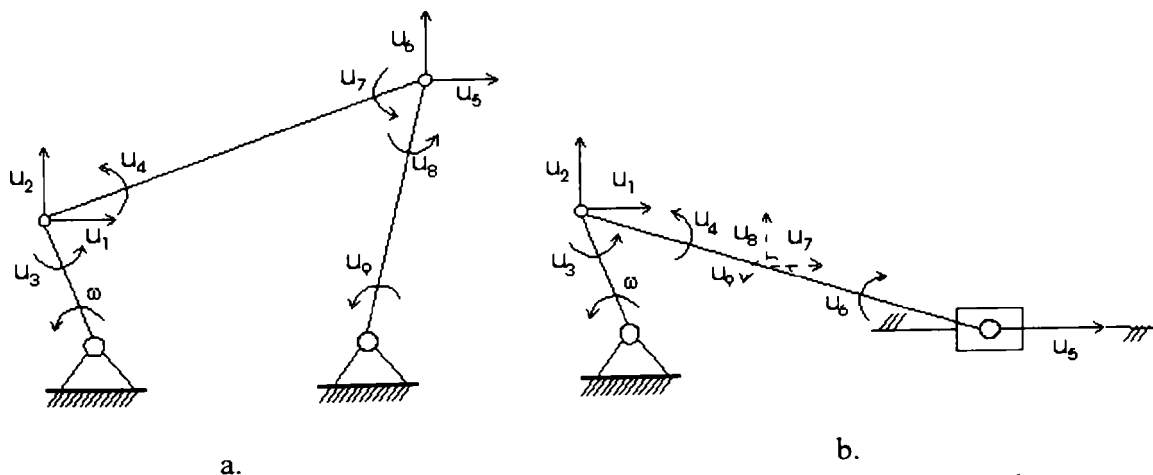


Fig. 2.16 Grade de libertate elastice asociate unor mecanisme uzuale

În exemplul prezentat în Figura 2.16, coordonatele sunt coordonate globale raportate la un sistem de referință fix XOY. Pentru a putea determina proprietățile de masă, rigiditate și amortizare ale fiecărui element constitutiv al mecanismului este mai

facil să se lucreze cu coordonate locale raportate la un sistem de referință orientat în funcție de element, xoy. În Figura 2.17 se prezintă coordonatele globale și locale împreună cu sistemul de referință corespunzător în cazul unui element oarecare.

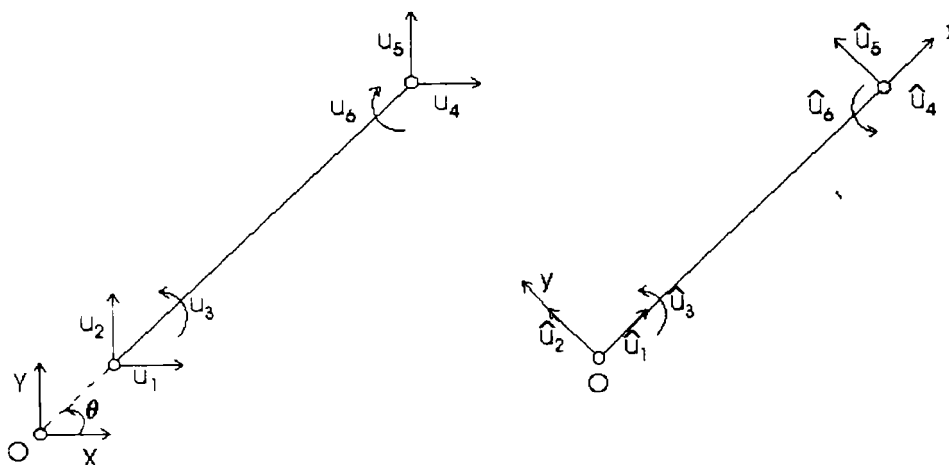


Fig. 2.17 Coordonatele globale și locale cu sistemele de referință corespunzătoare

Trecerea de la un sistem de coordonate la celălalt se face cu ajutorul unei matrici de transformare, [T], care este de fapt o matrice de rotație. Relația de trecere este următoarea:

$$\{u\} = [T]^{-1} \{\hat{u}\} [T] \tag{2.44}$$

$$T = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & A \end{bmatrix} \quad A = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{2.45}$$

După definirea gradelor de libertate elastice asociate mecanismului, etapa următoare a analizei cineto-elastodinamice o constituie asamblarea matricilor de masă și rigiditate ale sistemului. Definirea proprietăților de rigiditate și masă se face în raport cu sistemul local de axe, matricile elementale având forma generală [P1, M5, D19]:

$$[k] = \frac{2EI}{l^3} \begin{bmatrix} \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6l & 0 & -12 & 6l \\ 0 & 6l & 4l^2 & 0 & 6l & 2l^2 \\ -\frac{Al^2}{I} & 0 & 0 & \frac{Al^2}{I} & 0 & 0 \\ 0 & -12 & 6l & 0 & 12 & -6l \\ 0 & 6l & 2l^2 & 0 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

$$[m] = \frac{m(x)l}{420} \begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 \\ 0 & 156 & 22l & 0 & 54 & -13l \\ 0 & 22l & 4l^2 & 0 & 13l & -3l^2 \\ 70 & 0 & 0 & 140 & 0 & 0 \\ 0 & -12 & 6l & 0 & 12 & -6l \\ 0 & 6l & 2l^2 & 0 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

în care s-a notat: E - modulul de elasticitate, I - momentul de inerție al ariei secțiunii transversale, l - lungimea elementului, A - aria secțiunii transversale, m(x) - masa unității de lungime în cazul elementelor omogene cu secțiune constantă. Dacă masa nu este uniform distribuită, numărătorul fracției din relația (2.47) se calculează pe baza integralei:

$$m(x)l = \int_0^l m(x)dx \quad (2.47')$$

Cunoscând matricile elementale de rigiditate și masă, matricile globale ale sistemului se obțin prin metoda suprapunerii efectelor.

În primul rând se transformă matricile elementale în matrici raportate la sistemul global de coordonate cu ajutorul transformării:

$$\begin{aligned} [k'] &= [T]^{-1}[k][T] \\ [m'] &= [T]^{-1}[m][T] \end{aligned} \quad (2.48)$$

[T] fiind matricea de transformare din relația (2.45).

După obținerea matricilor elementale raportate la sistemul de referință global se identifică contribuția fiecărui element în matricea sistemului, [P1, D12].

Matricea de amortizare internă a sistemului se recomandă să fie proporțională cu matricea de masă [S11, S12], deoarece în majoritatea cazurilor proprietățile fundamentale de amortizare ale materialelor componente ale mecanismului sunt incerte, iar sursa pierderilor este complicată.

Cunoscând matricile de masă, rigiditate și amortizare ale sistemului se poate scrie ecuația matricială de mișcare:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (2.49)$$

unde $\{u\}$ este vectorul coordonatelor globale, de fapt deformațiile în punctele nodale ale mecanismului, iar $\{F\}$ este vectorul forțelor nodale. Acesta conține forțele de inerție datorate mișcării corpului și orice forțe exterioare ce acționează asupra mecanismului. Vectorul $\{F\}$ se determină din analiza cinematică ($\{F\} = [M]\{a\}$, unde $\{a\}$ este vectorul accelerațiilor punctelor nodale) și analiză cinetostatică pentru componentele datorate forțelor exterioare.

Rezolvarea ecuației matriciale de mișcare cuprinde trei etape:

1. determinarea frecvențelor naturale de vibrație
2. decuplarea sistemului de ecuații (2.49)
3. determinarea răspunsului dinamic al sistemului

Pentru a determina frecvențele naturale de vibrație, problema se reduce la o problemă de valori și vectori proprii. Ecuația de mișcare în cazul vibrației libere și neamortizate este:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = [0] \quad (2.50)$$

Pentru acest caz se caută soluții armonice de forma:

$$\{u\} = \{a\} \sin(\omega t - \alpha) \quad (2.51)$$

Înlocuind (2.51) în (2.50) se obține:

$$[[K] - \omega^2[M]]\{a\} = \{0\} \quad (2.52)$$

În cazul general (2.52) este un sistem linear omogen de n ecuații cu n necunoscute, $a_i, i=1, n$, și parametrul ω^2 . Pentru a exista soluții diferite de soluția banală este necesar ca:

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (2.53)$$

sau

$$[D] - \frac{1}{\omega^2}[I] = 0$$

unde $[D] = [K]^{-1}[M] = [f][M]$, $[D]$ fiind matricea dinamică, iar $[f]$ matricea flexibilității.

Găsirea valorilor și vectorilor proprii asociați matricii dinamice se poate face cu metode numerice standard. [D7, S12].

Cei n vectori proprii, n fiind numărul gradelor de libertate ale sistemului, în ordinea crescătoare a frecvențelor cu care se asociază formează matricea modală a sistemului $[\Phi]$. În prealabil se face normalizarea elementelor vectorilor proprii, cel mai convenabil, [P1], cu formula:

$$\Phi_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sqrt{\{a_j\}^T [M] \{a_j\}}} \quad (2.54)$$

Determinarea matricii modale asigură decuplarea sistemului de n ecuații de mișcare ale sistemului, deoarece ca urmare a normalizării elementelor matricii modale se îndeplinesc relațiile:

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [M] [\Phi] &= [I] \\ [\Phi]^T [K] [\Phi] &= [\omega^2] \end{aligned} \quad (2.55)$$

matricea $[\omega^2]$ fiind o matrice diagonală a pătratelor frecvențelor naturale, iar $[I]$ matricea unitate.

Pentru a realiza decuplarea sistemului de ecuații de mișcare, se aplică transformarea:

$$\{u\} = [\Phi] \{\eta\} \quad (2.56)$$

unde $\{\eta\}$ este un vector al coordonatelor normale. Înlocuind (2.56) în ecuația (2.49) și preînmulțind cu $[\Phi]^T$ se obține:

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [M] [\Phi] \{\ddot{\eta}\} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \{\dot{\eta}\} + \\ + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{\eta\} = [\Phi]^T \{F\} \end{aligned} \quad (2.57)$$

Ecuția (2.57) poate fi rescrisă:

$$[M^\eta]\{\ddot{\eta}\} + [C^\eta]\{\dot{\eta}\} + [K^\eta]\{\eta\} = \{N\} \quad (2.58)$$

unde:

$$\begin{aligned} [M^\eta] &= [\Phi]^T [M] [\Phi] \\ [C^\eta] &= [\Phi]^T [C] [\Phi] \\ [K^\eta] &= [\Phi]^T [K] [\Phi] \end{aligned} \quad (2.59)$$

matricile $[M^\eta]$, $[C^\eta]$ și $[K^\eta]$ fiind matrici diagonale.

În acest fel s-a realizat decuplarea sistemului de ecuații în n ecuații de formă matematică standard:

$$a\ddot{y} + b\dot{y} + cy = d \quad (2.60)$$

ecuație care poate fi rezolvată prin diferite tehnici numerice. Recomandabilă pentru problemele ingineresti este metoda Runge-Kutta de ordinul patru. După determinarea vectorului necunoscutelor $\{\eta\}$, cu relația (2.56) se determină vectorul deformațiilor elastice asociat mecanismului.

Pe baza determinării deformațiilor elastice, cu ajutorul teoriei grinzilor se poate obține starea de tensiune în elementele mecanismului.

O primă metodă de calcul a tensiunilor dinamice utilizează matricea de rigiditate $[k]$. Forțele din elemente pot fi determinate cu relația:

$$\{F\} = [k]\{\hat{u}\} \quad (2.61)$$

Pe baza forțelor, tensiunile se calculează ușor. Dezavantajul metodei este acela că se determină doar tensiunile din punctele nodale, unde se cunosc deformațiile.

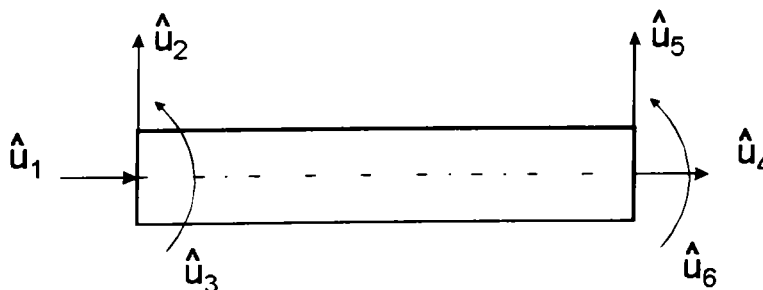


Fig. 2.18 Element tip grindă cu gradele de libertate asociate

O a doua metodă se bazează pe teoria grinzilor și folosește deformațiile calculate anterior. Deplasarea axială $v(x,t)$, respectiv transversală $w(x,t)$ în orice moment de timp, pentru elementul de grindă din figura 2.18 pot fi exprimate prin:

$$\begin{cases} v(x,t) = \hat{u}_1(t)\Psi_1(x) + \hat{u}_4(t)\Psi_4(x) \\ w(x,t) = \hat{u}_2(t)\Psi_2(x) + \hat{u}_3(t)\Psi_3(x) + \hat{u}_5(t)\Psi_5(x) + \hat{u}_6(t)\Psi_6(x) \end{cases} \quad (2.62)$$

unde :

$$\begin{cases} \Psi_1(x) = 1 - \frac{x}{l} \\ \Psi_4(x) = \frac{x}{l} \\ \Psi_2(x) = 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 - 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 + 1 \\ \Psi_3(x) = x\left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \\ \Psi_5(x) = 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 \\ \Psi_6(x) = \frac{x^2}{l}\left(\frac{x}{l} - 1\right) \end{cases} \quad (2.63)$$

Alungirea specifică este:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{l}\hat{u}_1(t) + \frac{1}{l}\hat{u}_4(t) \quad (2.64)$$

sau în formă matricială, alungirea specifică este:

$$\varepsilon_x = \begin{bmatrix} -\frac{1}{l} & \frac{1}{l} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{u}_1(t) \\ \hat{u}_4(t) \end{Bmatrix} \quad (2.65)$$

Conform teoriei grinzilor, momentul încovoietor este:

$$M = -EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \quad (2.66)$$

$w(x,t)$ fiind deplasarea transversală din relația (2.62). Dacă y este distanța unui punct de la axa neutră, tensiunea încovoietoare în acel punct este:

$$\sigma_x = -Ey \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \quad (2.67)$$

sau în formă matricială:

$$\sigma_x = -Ey \left[\begin{array}{cccc} \frac{\partial^2 \Psi_2}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 \Psi_3}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 \Psi_5}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 \Psi_6}{\partial x^2} \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \hat{u}_2(t) \\ \hat{u}_3(t) \\ \hat{u}_5(t) \\ \hat{u}_6(t) \end{Bmatrix} \quad (2.68)$$

Hotărâtoare în majoritatea cazurilor este solicitarea la încovoiere, tensiunea și deplasările axiale putând fi neglijate. Dacă este cazul se pot combina rezultatele ecuațiilor (2.65) și (2.68) pentru obținerea tensiunii normale totale.

Metoda elementului finit, în formularea prezentată se poate aplica mecanismelor elastice care lucrează în domeniul deformațiilor mici. În situația în care se studiază mecanisme cu deformații mari, cum ar fi mecanismele de complianță, singura deosebire este faptul că matricea de rigiditate elementală apare prin însumarea a două matrici, una fiind cea prezentată în (4.3) și cea de-a doua este matricea de rigiditate geometrică, care are forma generală [S6, M5, G4, D7].

2.3.3. Aspecte ale investigării mecanismelor rapide cu bare

În literatura de specialitate, numărul lucrărilor care abordează probleme de dinamică a mecanismelor considerând și elasticitatea elementelor a crescut foarte mult în ultimele două - trei decenii. Ele ar putea fi clasificate fie din punct de vedere al efectelor luate în calcul la modelarea mecanismelor, fie din punct de vedere al problematicii abordate: probleme de echilibrare, probleme de răspuns dinamic, determinarea stării de tensiune, probleme generale.

a. Echilibrarea mecanismelor

Zhe și Shixian [Z1] prezintă o metodă de echilibrare optimală a mecanismelor plane cu jocuri. Prezența jocurilor poate conduce la efecte indesezirabile cum ar fi: vibrații, zgomot, amplificarea forțelor de inerție, uzare etc. Aceste efecte sunt cauzate de pierderea contactului din cuplele cinematice și impactul ulterior al elementelor.

Metoda de echilibrare propusă se face cu arcuri și contragreutăți. Parametrii acestora se determină pe baza unei metode de optimizare, care permite găsirea unui domeniu în care se evită pierderea contactului din cuple și în același timp dezechilibrul mecanismului este redus. Unul din obiectivele propuse de autori este minimizarea diferenței $\bar{R}_{\max} - \bar{R}_{\min}$, \bar{R} fiind valoarea reacțiunii din cuple. Se dezvoltă expresia funcției obiectiv în care este inclusă și micșorarea efectului fluctuațiilor vitezei unghiulare de intrare.

Kochev [K4, K6] dezvoltă o metodă de echilibrare a mecanismelor plane de viteză mare care asigură uniformizarea vitezei unghiulare a manivelei prin utilizarea unei singure contragreutăți. De asemenea se propune o echilibrare optimală a unui mecanism patrulater articulat bazată pe o serie de aspecte dinamice, cum ar fi: nivelul de vibrații, transmiterea vibrațiilor la batiu, pierderea de energie datorată forțelor disipative. Aceste trei aspecte devin criterii de optimizare. Se dezvoltă ecuațiile de echilibrare și se prezintă succint procesul iterativ care asigură optimizarea mecanismului.

Balasubramonian și Raghavacharynu [B1, R2] investighează influența echilibrării asupra răspunsului vibratoriu al bielei unui patrulater articulat. Se dezvoltă ecuațiile de mișcare pentru biela elastică pe baza metodei energetice, iar rezolvarea ecuațiilor se face cu metoda Runge-Kutta-Merson. Se compară răspunsul în diferite configurații: cu contragreutăți la câte o extremitate a bielei și la ambele capete. Se constată că în cazul existenței de contragreutăți pe manivelă și balansier, la viteze mici nu se influențează semnificativ evoluția bielei, dar la viteze mari influența acestora nu se mai poate neglija. De asemenea se demonstrează faptul că prezența unei contragreutăți dispusă în partea stângă a bielei determină reducerea deformației punctului central al bielei.

b. Răspunsul dinamic

Liou și Peng [L2] prezintă o analiză experimentală a frecvențelor de răspuns a mecanismelor flexibile. Experimentele s-au efectuat în următoarele condiții:

- măsurarea vibrațiilor s-a făcut cu accelerometre
- viteza de antrenare a fost controlată și s-au evitat fluctuațiile prin introducerea unui volant
- jocurile din lagăre au fost menținute sub 0,002 inch și lagărele au fost lubrificate pentru minimizarea frecării uscate
- au fost monitorizate vibrațiile batiului

Au fost încercate atât elemente individuale cât și mecanisme. S-a constatat că ori de câte ori frecvența de antrenare se apropia de domeniul de frecvențe naturale ale câte unui element a apărut rezonanța. Deci, pentru a proiecta un mecanism fără rezonanță trebuie identificate frecvențele naturale. Frecvențele naturale ale sistemului pot fi estimate pe baza frecvențelor naturale ale elementelor componente, fără o eroare semnificativă. Prin alegerea vitezei unghiulare de antrenare astfel încât toate armonicile să evite intrarea în domeniul de rezonanță a fiecărui element, va apare un răspuns quasi-static.

Chu și Pau [C2] studiază răspunsul dinamic al unui mecanism manivelă-piston de viteză mare. În modelarea sistemului s-a considerat că mecanismul lucrează în domeniul deformațiilor mici și s-a neglijat alungirea bieiei. S-a ținut cont de vibrațiile longitudinale și transversale ale elementelor. S-au determinat ecuațiile de mișcare cu derivate parțiale, care s-au transformat într-un sistem de ecuații cu derivate ordinare cu ajutorul metodei Kantorovich și metodei reziduurilor. Sistemul obținut s-a rezolvat cu metoda Runge-Kutta de ordinul patru. Se constată că răspunsul dinamic al sistemului depinde de lungimea manivelei, frecvențele naturale ale primului mod de vibrație longitudinală și transversală, coeficientul de amortizare și viteza unghiulară de antrenare. Efectul cel mai semnificativ îl are viteza de antrenare și lungimea bieiei, iar un efect neglijabil îl are amortizarea asupra vibrațiilor longitudinale.

Li Zhe [Z2] studiază un mecanism patrulater articulată. Se scriu ecuațiile de mișcare, modelarea făcându-se cu metoda elementului finit. Se calculează frecvențele naturale ale sistemului și se compară evoluția mecanismului rigid cu cel elastic, constatându-se o creștere substanțială a forței și momentului vibrator. Se fac o serie de

recomandări pentru echilibrarea acestora: creșterea valorii frecvențelor fundamentale care se poate obține prin creșterea rigidității elementelor sau ușurării acestora și creșterea amortizării.

Yu, Qiu și Zhang [Y1] fac o investigație analitică și experimentală asupra vitezei critice la mecanismele spațiale de viteză mare, luând în considerare elasticitatea elementelor. Condiția necesară de apariție a rezonanței la un mecanism elastic este ca frecvența naturală să fie un multiplu al vitezei de antrenare. În acest moment al apariției rezonanței proprietățile dinamice, tensiunile și deformațiile cresc brusc și pot depăși valorile limită rezultând o funcționare anormală. În timpul funcționării, mecanismul este un sistem mecanic variabil în timp, astfel încât frecvențele naturale ale mecanismului se modifică continuu, deci există posibilitatea ca pe parcursul unui ciclu să poată apărea condiția de rezonanță. Condiția menționată este numai o condiție necesară nu și suficientă deoarece apariția rezonanței mai este condiționată și de o serie de alți factori. Pe baza studiului experimental se constată că fenomenul de rezonanță este condiționat și de valoarea raportului dintre frecvența naturală a sistemului și viteza unghiulară de antrenare. În exemplul studiat rezonanța apare în cazul în care raportul menționat este în limitele 9-20.

Dannanh și Farghaly [D3] studiază răspunsul dinamic al mecanismelor rapide în a căror structură intră elemente de tip "sandwich". Aceste elemente sunt constituite din trei straturi, un strat principal, mijloc și un strat de acoperire. Se face studiul unui patruleter articulată la care biela se consideră de tip "sandwich".

Ipotezele admise sunt:

- se consideră că sistemul lucrează în domeniul deformațiilor mici
- straturile sunt izotrope și omogene
- există o continuitate perfectă la suprafața de contact între straturi și nu apare alunecare în timpul încovoierii elementului
- efectul de întindere al stratului central se poate neglija

Pe baza acestor ipoteze se scriu ecuațiile de mișcare obținându-se un sistem neliniar de ecuații diferențiale cu derivate parțiale. Cu metoda Kantorovich și metoda reziduurilor

se transformă sistemul de ecuații cu derivate parțiale într-un sistem de ecuații diferențiale ordinare. În urma integrării se constată un pronunțat grad de atenuare al vibrațiilor ca urmare a creșterii amortizării.

Winfrey [W2] studiază deformațiile și forțele care apar în mecanismele cu elemente elastice. Determinarea poziției mecanismului cu elemente rigide se face cu ajutorul convenției Hartenberg-Denavit prin asocierea câte unui sistem de axe fiecărui element al mecanismului. Se prezintă matricile de transformare pentru cazul unui mecanism patruleter articulată. Pentru caracterizarea mecanismelor cu elemente elastice se asociază câte trei deformații (două translații și o rotație) la extremitatea fiecărui element, iar mișcarea rezultantă se consideră o suprapunere a mișcării sistemului rigid cu deplasările elastice definite de aceste coordonate.

Davidson și Dick [D4] investighează dinamica unui mecanism manivelă-piston cu culisa montată pe o grindă elastică. Se scriu ecuațiile de închidere ale conturului, ecuațiile de mișcare și se analizează răspunsul dinamic al sistemului.

Han, Xu și Wuzheng Zu [H3] studiază vibrațiile mecanismelor de viteză mare. Se prezintă o metodă de investigare a vibrației bazată pe metoda elementului finit în care efectul deformațiilor elastice se încorporează nu în energia potențială, cum se practică uzual, ci în energia cinetică. Se scriu ecuațiile de mișcare și se prezintă rezultatele unei simulări pentru a urmări influența diferitelor componente ale accelerației asupra valorilor și vectorilor proprii. Se dezvoltă o teorie matematică completă cu luarea în considerare a tuturor componentelor accelerației, situație în care matricile care caracterizează sistemul devin matrici nesimetrice și apar valori și vectori proprii de valoare complexă. Se propune și un algoritm de rezolvare a problemei valorilor și vectorilor proprii în condițiile acestor matrici nesimetrice.

Lieh [L4] studiază modelul dinamic al unui mecanism manivelă-piston cu biela elastică și la care consideră și elasticitatea din cuple, ceea ce constituie un aspect de noutate al lucrării. Ca o ipoteză simplificatoare se neglijează frecarea culisei. Se scriu ecuațiile de mișcare pe baza teoriei lucrului mecanic virtual. Rezultatele numerice scot în evidență influența coeficienților variabili în timp asupra comportării dinamice și

legătura strânsă care există între deformarea cuplelor și a elementelor. Se constată că predominant pentru răspunsul cuplei este dublul frecvenței de intrare și că prin creșterea rigidității cuplei apare o descreștere a deformației bielei.

El-Sawy, Willmert și Sathyamoorthy [S8] analizează vibrațiile neliniare a mecanismelor tridimensionale cu neliniarități geometrice și de material. Poziția generală a unui element se obține inițial în ipoteza deformațiilor mari și se prezintă patru nivele de aproximare bazate pe anumite ipoteze simplificatoare:

- ❑ deformații mari și unghiuri de rotație mari, situație în care relațiile se dezvoltă în serii binomiale și se păstrează termenii până la gradul doi.
- ❑ deformații mici și unghiuri mari, situație în care secțiunile plane își păstrează planeitatea
- ❑ deformații mici și rotiri moderate, caz în care matricea de transformare se simplifică prin dezvoltarea relațiilor trigonometrice în serii binomiale și păstrarea termenilor până la gradul doi
- ❑ teoria liniară clasică, caz în care relațiile dintre eforturi și deformații sunt liniare

În lucrare se utilizează al treilea nivel de aproximare. Pentru rezolvarea ecuațiilor de mișcare obținute cu metoda elementului finit se aplică o metodă quasi-statică pentru obținerea deformațiilor inițiale, după care se aplică o metodă iterativă pentru îmbunătățirea soluției.

Means și Jiang [M4] studiază influența rigidității batiului asupra răspunsului dinamic al unui mecanism manivelă-piston. Mecanismul este modelat în trei feluri:

- ❑ mecanism rigid cu batiu rigid
- ❑ mecanism elastic cu batiu rigid
- ❑ mecanism elastic cu batiu elastic

Analizând aceste trei variante se constată că prin modificarea elasticității batiului sarcinile lagărelor pot fi substanțial reduse.

Karkoub și Erdman [K10] se ocupă de analiza experimentală a amortizării în mecanisme elastice de mare viteză. Majoritatea cercetărilor au tendința de a neglija efectul amortizării datorită costului ridicat al echipamentului experimental sau al

complexității fenomenului, respectiv aplică una din teoriile de amortizare: Rayleigh, Wilson, etc. Determinarea cantitativă a efectului amortizării este aproape imposibilă datorită geometriei variabile a mecanismului, modului de interacțiune al elementelor, frecării din cuple, etc. În urma analizei experimentale rezultatele obținute se compară cu cele furnizate de metoda Rayleigh observându-se o bună concordanță.

Peng și Liou [P5] fac o trecere în revistă a studiilor experimentale asupra mecanismelor flexibile. Principalele direcții pe care se grupează cercetările experimentale sunt:

- verificarea deformațiilor și stării de tensiune. Aceste verificări se fac în condițiile considerării sarcinilor exterioare nule, vitezei de antrenare constante și jocurilor nule. S-a constatat că se poate neglija elasticitatea axială care modifică ne semnificativ atât deformațiile cât și frecvențele proprii.
- analiza frecvențelor naturale
- determinarea amortizării
- determinarea amplitudinii vibrațiilor

Midha și Karam [M5] efectuează un studiu al dependenței dintre configurație și proprietățile modale. Pentru cazul unui mecanism manivelă-piston se efectuează o analiză a proprietăților modale, determinând dependența frecvenței naturale de poziția manivelei motoare. De asemenea se studiază influența acesteia asupra răspunsului dinamic și caracteristicilor de stabilitate ale mecanismului. În modelarea mecanismului se consideră manivela rigidă și biela elastică constituită din două elemente finite.

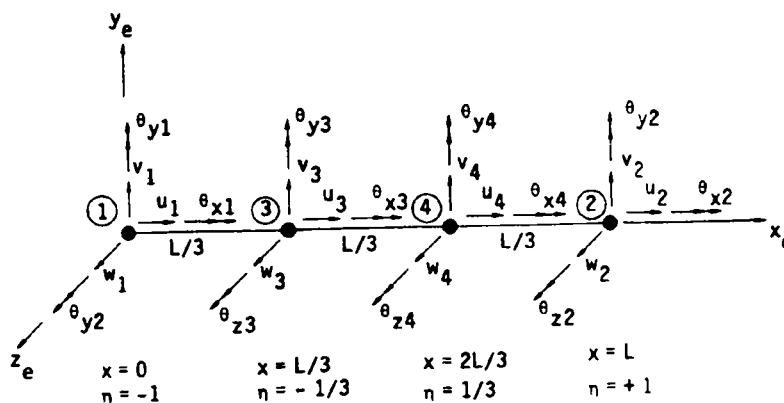


Fig. 2.19 Model cu elemente izoparametrice

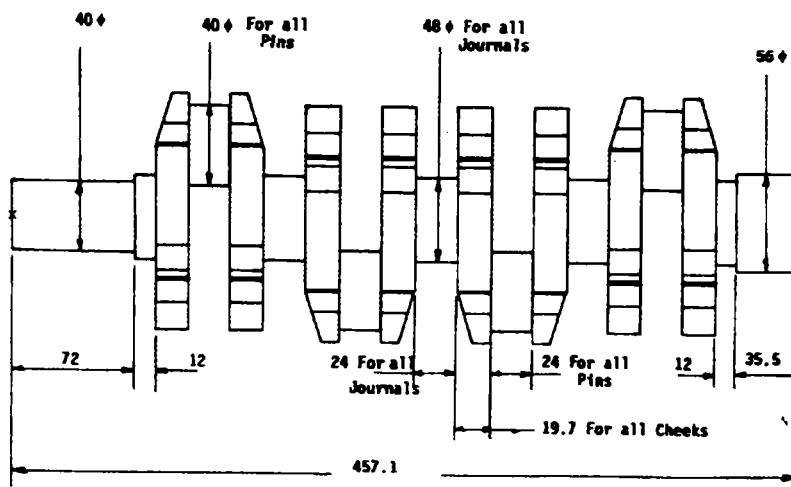


Fig. 2.20 a Arborele cotit analizat

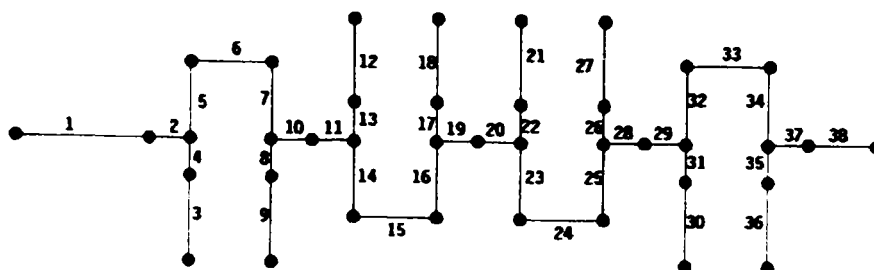


Fig. 2.20 b Structura discretizată

Un model complex pentru un arbore cotit de la un motor cu patru cilindri este propus de Smaili și Khetawat, [S14]. Datorită complexității constructive se utilizează metoda elementului finit. Modelul propus de autori utilizează elemente izoparametrice cu patru noduri, având 24 de grade de libertate, șase în fiecare nod, prezentat în figura 2.19. Pelicula de lubrefiant se modelează ca având rigiditate și coeficient de amortizare constant. Arborele analizat este prezentat în figura 2.20a, iar în figura 2.20b se prezintă structura discretizată a acestuia cu elementele finite corespunzătoare.

Autorii au investigat frecvențele proprii constatându-se o bună concordanță cu rezultatele din literatura de specialitate.

c. Starea de tensiune

Dubovsky și Gardner [D1] elaborează un studiu asupra interacțiunii dinamice datorată jocurilor din lagăre și elasticității elementelor, în cazul mecanismelor plane. Autorii pleacă de la trei considerente de bază: deformațiile se mențin în limite mici,

elementele se consideră rigide pe direcție axială și nu se iau în calcul forțele exterioare, decât cele care acționează la extremitatea elementelor. Se dezvoltă un model simplificat de grindă elastică pe baza căruia se concluzionează că elasticitatea elementelor are ca efect o reducere a stării de încărcare a lagărelor în situația în care nu se ajunge la rezonanță.

Kochev [K3] dezvoltă o teorie calitativă care permite controlul reacțiunilor și tensiunilor care apar la mecanismele plane de viteză mare. Controlul reacțiunilor se face prin ajustarea maselor contragreutăților. În lucrare se prezintă expresia reacțiunilor pentru diferite grupe cinematice și o serie de reguli care permit adaptarea acestora la diferite situații specifice.

Sadler și Sandor [S1,S7] investighează starea de tensiune a unor mecanisme simple de tip manivelă-piston și patrulater articulată cu metoda diferențelor finite. Sistemul de ecuații diferențiale neliniare, care se obține, se rezolvă cu ajutorul calculului automat, iar rezultatele teoretice se compară cu cele experimentale confirmându-se veridicitatea metodei. De asemenea se dezvoltă o metodă de optimizare a stării de tensiune, criteriul de optimizare fiind egalizarea tensiunilor, dar rezultatul este un profil cu secțiunea variabilă, care ridică probleme tehnologice.

Jahnke [J1] prezintă o metodă simplificată de calcul a deformațiilor și tensiunilor din elementele flexibile ale mecanismelor. Calculele se fac cu ajutorul pachetelor de programe existente din domeniul elementului finit prin introducerea unor subrutine de particularizare a problemei. Principala ipoteză simplificatoare este neglijarea efectului deformațiilor elastice asupra mișcării ansamblului. Se investighează un mecanism manivelă-piston și paleta rotorului de la un helicotper.

Imam, Sandor și Kramer [I3] introduc în cadrul analizei cineto-elastodinamice o metodă de estimare variației valorilor și vectorilor proprii în raport cu unghiul manivelei motoare, ceea ce simplifică mult calculele, deoarece determinarea valorilor și vectorilor proprii este o problemă consumatoare de timp. Se compară rezultatele obținute prin intermediul acestei metode cu rezultatele obținute prin metode numerice clasice și se constată o bună concordanță în toate cele trei exemple investigate.

d. Probleme specifice roboților industriali

În foarte multe situații pentru simplificarea modelării, dinamica roboților industriali se rezolvă în condițiile considerării sistemului rigid, dar în aceste condiții apar limitări ale vitezei și capacității de încărcare [G1]. În condițiile utilizării în componența roboților a elementelor cu rigiditate scăzută trebuie controlate vibrațiile tranzitorii care apar pentru a putea asigura precizia efectorului final. Pentru a putea efectua un astfel de control este necesară construirea unui model cât mai aproape de realitate. Dintre metodele de analiză se detașează metoda elementului finit, care se poate adapta complexității problemei. Această metodă se poate adapta la formele neregulate ale elementelor și oferă facilitatea de a discretiza un element al robotului în mai multe elemente finite. Acest avantaj este parțial contracarat de complexitatea sistemului de ecuații care se generează, dar care poate fi rezolvat în condițiile dezvoltării calcului automat. Cel mai mare avantaj al metodei elementului finit, aplicată la roboți industriali, este acela că un element finit generalizat poate fi generat și cuplat la elementele adiacente, fără a fi necesară evaluarea ecuației de mișcare a sistemului complet [G1], lucru care este valabil în cazul lanțurilor cinematice deschise.

Gaultier și Cleghorn [G1] introduc un model de grindă spațială cu posibilități de rotire și translație. Mișcarea elementului este o suprapunere a mișcării corpului rigid și elastic. Se dezvoltă teoria matematică in extenso pentru obținerea ecuației de mișcare a elementului generalizat, precum și asamblarea matricilor globale ale sistemului. În lucrare se utilizează amortizarea Rayleigh. În finalul lucrării se prezintă două exemple numerice, la care se face comparația deformațiilor obținute la diferite elemente prin metoda dinamică completă și metoda quasi-statică. constatându-se apariția unei serii de diferențe semnificative.

Smaili [S3] face analiza dinamică a manipuletoarelor plane tot cu metoda elementului finit. El utilizează elemente de grindă descompuse în trei elemente izoparametrice. Se ia în considerare efectul elasticității cuplelor. Se face evaluarea matricilor de rigiditate și masă și se scriu ecuațiile de mișcare.

Williams și Turcic [W1] prezintă o metodă de analiză cinematică inversă pentru lanțurile cinematice spațiale, cu considerarea elasticității acestora. Analiza se bazează pe specificarea locațiilor tridimensionale a punctelor de control din robot. Pentru aflarea variabilelor corespunzătoare cuplelor, inclusiv viteze și accelerații, se utilizează o metodă matricială iterativă, care utilizează matricile de transformare. În prima etapă se consideră lanțul cinematic rigid, pentru a determina starea mecanismului în urma căreia se calculează încărcarea. Pe baza sarcinilor se determină starea deformată, cu care se reiterează analiza pozițiilor. Metoda oferă avantajul că permite introducerea unui număr variabil de puncte de control pentru specificarea biunivocă a configurației. Dacă se utilizează un număr mai mic de puncte, algoritmul prezentat converge la o soluție care nu este unică. Dacă se specifică mai multe puncte, problema este supradeterminată și se apelează metoda celor mai mici pătrate, care minimizează eroarea globală.

Jankowski și van Brussel [J3,J4] se ocupă de problema dinamicii inverse a unui robot cu cuple elastice. În lucrare se prezintă modelarea unei cuple cinematice de rotație în cazul considerării elasticității (Figura 2.21), care se face cu un arc de torsiune cu constanta k și coeficientul de amortizare D . Arborele motor este cuplat printr-o transmisie cu raportul de transmisie i . Configurația sistemului se caracterizează prin coordonatele φ_i - unghiul de rotație al rotorului motorului față de elementul anterior (i-1) și q_i - variabila cuplei care definește poziția elementului i în raport cu (i-1). În partea a doua a lucrării se prezintă o serie de încercări experimentale.

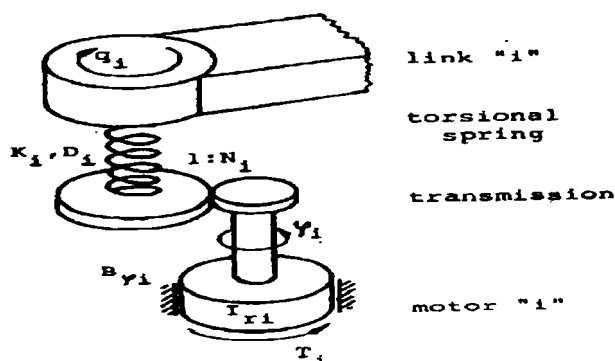


Fig. 2.21 Modelarea unei cuple cinematice de rotație

Shu și Wang [S5] prezintă o ecuație generală dinamică a trei sisteme topologice de corpuri flexibile legate prin cuple cinematice de rotație sau translație, dezvoltând ecuația în cazul general pentru mecanisme spațiale.

Yang și Sadler [Y5] prezintă în detaliu modelarea roboților industriali spațiali cu ajutorul tehnicii elementului finit. Se pleacă de la un element în cazul general, se prezintă trecerea acestuia din sistemul de referință local în cel global, precum și modul de obținere și rezolvarea ecuației matriciale de mișcare. Spre deosebire de cazul elastic în care deplasările nodale sunt separate în deplasări ale corpului rigid și deformații datorate elasticității, în acest caz deplasările totale se consideră necunoscutele sistemului.

e. Probleme diverse

Wang și Dahau [W3] prezintă o analiză a mecanismelor spațiale elastice, care funcționează la viteze mari. Analiza se face cu metoda elementului finit. În lucrare se prezintă o metodă nouă pentru transformarea și asamblarea ecuațiilor elementale în vederea obținerii ecuațiilor diferențiale ale sistemului, în condițiile în care deformațiile care apar sunt dependente.

În general analiza dinamică a mecanismelor se face fie pe baza relațiilor care separă anumite părți din sistem, punându-se condiția echilibrului local, fie pe baza echilibrului sistemului în ansamblu. Giovagnoni și Rossi [G3] prezintă o metodă mixtă în care se combină echilibrul local și global al sistemului, ușurându-se astfel metodologia de rezolvare a problemei.

Marchiș și Piombo [M1] se ocupă de analiza performanțelor dinamice a unei imprimante matriciale. În lucrare se prezintă un program de simulare a funcționării, cu ajutorul căruia se investighează o serie de factori, cum ar fi: evoluția forței magnetice și influența acesteia asupra ciocănelului, performanțele circuitului magnetic, profilul de viteză.

Patra și Liou [P6] prezintă un sistem expert pentru proiectarea preliminară și modelarea cu element finit a mecanismelor de mare viteză. Sistemul expert este

dezvoltat pentru proiectarea preliminară și modelarea mecanismelor cu bare constituite din patru elemente. Sistemul acceptă dimensiunile mecanismului investigat și analizează fezabilitatea, flexibilitatea și modul de satisfacere a constrângerilor de proiectare. De asemenea stabilește dacă este necesară o analiză cu element finit în detaliu sau este necesară doar o analiză quasi-statică. În faza inițială a proiectării se oferă răspuns la o serie de probleme sau se semnaleză apariția acestora:

- ❑ fezabilitatea - pot fi îndeplinite condițiile impuse de deplasare și stare de tensiune
- ❑ deformațiile care apar necesită analiză cineto-elastodinamică sau analiză cinematică simplă
- ❑ tensiunile care apar depășesc valorile admise pentru materialul propus
- ❑ apar probleme de vibrații
- ❑ cum poate fi optimizată proiectarea în condițiile menținerii constrângerilor impuse

În prima fază se face o estimare grosieră a unor parametri ai mecanismului - starea de tensiune și deformație, frecvențele proprii. După estimarea comportării dinamice a mecanismului, următorul pas este stabilirea parametrilor semnificativi. Prima verificare este cea a elasticității, în sensul că se verifică dacă ipoteza rigidității este satisfăcută în domeniul de viteze și lungimi sau dacă trebuie făcută o analiză cineto-elastodinamică completă. Dacă deformațiile maxime estimate sunt mai mari de 0,5% din lungimea elementului sau sunt cu 10% mai mari decât deformațiile permise pentru elementul respectiv trebuie luată în considerare elasticitatea.

O a doua verificare este dacă efectul axial trebuie luat în considerare sau poate fi neglijat. Dacă una din constrângeri (tensiuni, deformații sau posibilitatea apariției rezonanței) este neîndeplinită, sistemul expert oferă sugestii pentru modificarea anumitor parametri ai sistemului.

În următoarea etapă se oferă informații pentru eventualitatea analizei cu element finit: pasul recomandat, dacă se recomandă analiza quasi-statică sau nu,

punctele de interes în care tensiunea și deformația sunt maxime. Analiza quasi-statică se poate aplica dacă $\omega / \omega_n < 0,05$.

În finalul lucrării, se prezintă procedeul de optimizare cu expresiile matematice și un exemplu.

2.4. Precizia mecanismelor

2.4.1. Aspecte teoretice

Determinarea preciziei mecanismelor este strâns legată de analiza acestora, deoarece unui anumit tip de precizie i se asociază un anumit tip de analiză. Pentru a stabili precizia unui mecanism se compară performanțele mecanismului real cu cel ideal. Pentru analiza unui mecanism se admite că mecanismul are o anumită structură, având mărimile geometrice (lungimi, unghiuri) cunoscute. În general, problemele de analiză a mecanismelor se pot clasifica în două grupe [P10]:

- analiza simplă (directă)
- analiza complexă (indirectă)

În prima categorie intră: analiza geometrică, analiza cinematică, analiza cinetostatică și analiza dinamică. Aceste metode de analiză consideră mecanismele ideale, având elemente de rigiditate infinită, prelucrate fără abateri. Pe baza metodelor din prima categorie se poate efectua și analiza complexă, care constă în determinarea abaterilor parametrilor mecanismului real (de fapt, un model al mecanismului real cu un anumit număr de ipoteze simplificatoare) față de cel ideal.

În cea de-a doua categorie sunt cuprinse: analiza tehnocinematică, analiza termocinematică, analiza cineto-elastodinamică etc. Cu ajutorul analizei complexe se urmărește nu numai determinarea proprietăților unui mecanism dat, ci se și verifică concordanța preciziei sale cu condițiile pentru care a fost proiectat.

Pe baza analizei critice a literaturii de specialitate legate de probleme de precizie, s-a încercat să se întocmească o clasificare a tipurilor de precizii care se pot stabili referitor la mecanisme. Această clasificare cuprinde [D20]:

- Precizia geometrică, care este strâns legată de structura mecanismului. Mecanismele pot reproduce legi de mișcare cu un anumit număr de puncte de precizie. În cazul mecanismelor cu bare un număr mare de puncte de precizie corespunde unei structuri complexe.
- Precizia cinematică exprimă gradul în care parametrii cinematici ai mecanismului real se apropie de cei ai mecanismului ideal. În cadrul acestui tip de precizie pot apare subdiviziuni, în funcție de influențele care se iau în considerare:
 1. precizia tehnocinematică, care ține cont de influențele abaterilor dimensionale, de formă și de poziții;
 2. precizia termocinematică, care ia în considerare influența câmpurilor termice.
- Precizia cinetostatică exprimă gradul de apropiere între mărimile cinematice și cinetostatice ale mecanismului real și cel ideal;
- Precizia dinamică se referă la apropierea între mărimile cinematice, cinetostatice și dinamice ale mecanismului real față de cel ideal. Elementele mecanismului se consideră rigide.
- Precizia cineto-elastodinamică se referă la același aspecte ca în cazul preciziei dinamice, dar în acest caz elementele mecanismului se consideră elastice.

În afara preciziilor enumerate, care sunt legate direct de mecanism, mai intervin în procesul de analiză:

- Precizia de metodă - introdusă de metoda numerică de rezolvare a problemei. Ea poate fi îmbunătățită prin alegerea unei metode corespunzătoare
- Precizia de calcul - care intervine în cazul rezolvării automate a problemei, urmare a erorii de rotunjire și trunchiere la reprezentarea numerelor într-un anumit format în calculator.

În cazul mecanismelor rapide, datorită complexității modelării matematice a problemei, se efectuează analiza mecanismelor doar cu metode numerice. De altfel, metodele grafice sau grafo-analitice, care se mai utilizează în cazul obișnuit, nu prezintă precizii ridicate.

O primă sursă de erori, în cazul rezolvării numerice a problemei, o constituie metoda numerică admisă pentru rezolvare. În acest sens, în literatura de specialitate, s-au dezvoltat teorii ample ale erorilor introduse de diferite metode, indiferent de problema care se abordează - rezolvarea de ecuații liniare, neliniare, sisteme de ecuații liniare, neliniare, ecuații sau sisteme de ecuații diferențiale, probleme de valori și vectori proprii, etc. Printr-o studiere judicioasă a literaturii [D9,D10,M9,K11], proiectantul are posibilitatea selectării unei metode corespunzătoare care să se preteze în condiții bune datelor de intrare ale problemei.

Un al doilea aspect al problemei îl constituie modul de elaborare al algoritmului. În alcătuirea acestuia, succesiunea operațiilor trebuie concepută astfel încât să se micșoreze pe cât posibil eroarea de calcul. În cazul calculului automat s-a demonstrat, [D9], că în foarte multe situații eroarea de calcul se datorează fenomenului numit “anularea prin scădere”. La efectuarea unei operații de scădere se introduce o eroare relativă:

$$\varepsilon_{a-b} = \varepsilon_a \frac{a}{a-b} - \varepsilon_b \frac{b}{a-b} \quad (2.69)$$

unde ε_a și ε_b sunt erori relative de reprezentare a numerelor a și b , care se scad, iar cele două fracții reprezintă ponderiile cu care aceste erori intră în eroarea relativă a rezultatului scăderii. Se observă că în cazul în care se scad două numere apropiate ca valoare, prin scăderea numitorului care tinde către zero, cele două ponderi cresc foarte mult. Pentru a evita acest fenomen, precum și pentru a putea concepe un algoritm viabil, care să nu distorsioneze rezultatele, se recomandă [D9]:

- în cazul efectuării unei sume a unui șir de valori se recomandă ordonarea crescătoare a șirului în prealabil, deoarece în această situație eroarea relativă scade

- dacă se calculează suma unui șir de numere de valori apropiate, eroarea se micșorează dacă se grupează șirul în mai multe subșiruri, pentru care se calculează sumele parțiale și se însumează în final
- în situația scăderii a două numere aproximativ egale se recomandă:
 - rescrierea expresiei sub forma $f(x) - g(x)$
 - dezvoltarea în serie Taylor în vecinătatea punctului x , care provoacă anularea
 - scăderea termenilor corespunzători fiecărei serii
 - efectuarea operațiilor de adunare indicate de seria obținută

2.4.2. Precizia de funcționare a mecanismelor

1. Precizia geometrică

Analiza structurală cuprinde determinarea schemei structurale a lanțului cinematic, stabilirea numărului, clasei și tipului elementelor, stabilirea numărului, clasei și naturii cuplelor cinematice, determinarea gradului de libertate sau mobilitate, identificarea gradelor de libertate pasive și de prisos, etc.

Din considerente economice, în marea majoritate a cazurilor, mecanismele complexe care pot descrie exact legile funcționale impuse, se înlocuiesc cu mecanisme având o structură mai simplă, dar care nu reproduc exact legile impuse. Precizia geometrică scade cu scăderea complexității mecanismului. În anumite situații, există posibilitatea corectării abaterilor cu ajutorul unor montaje electronice, care prelucrează semnalul produs de mecanism [S13].

2. Precizia cinematică

În cadrul analizei cinematice apar probleme ale preciziei de metodă în determinarea pozițiilor. Acest lucru se datorează neliniarităților ecuațiilor de poziție, fapt care determină apelarea unor metode numerice de rezolvare.

Metoda cea mai des utilizată pentru rezolvarea ecuațiilor neliniare este metoda Newton-Raphson. Această metodă prezintă sensibilitate la adoptarea valorilor inițiale

pentru necunoscute. Datorită convergenței relativ slabe în cazul unor valori inițiale nepotrivite, se recomandă ca acestea să reprezinte fie rezultatul unei analize grafice, fie soluția de la pasul anterior în cazul parcurgerii întregului ciclu cinematic.

Ecuatiile de viteze și accelerații sunt liniare, deci acestea pot fi rezolvate teoretic exact.

3. Precizia tehnocinematică

Aprecierea acestei precizii se face prin determinarea influenței erorilor de natură constructiv-tehnologică asupra cinematicii sistemului analizat. Sursele de erori care se iau în considerare sunt abaterile dimensionale, de formă ale elementelor și cuplelor și abateri de poziții ale axelor elementelor care compun ansamblul. Referitor la precizia tehnocinematică se definesc [P10]:

- erori independente, date de erorile elementare geometrice constituite din abaterile constructiv-tehnologice ale elementelor și cuplelor.
- erori funcționale (dependente), date de erorile geometrice ale pozițiilor punctelor sau elementelor din mecanismul real și pozițiile corespunzătoare din mecanismul ideal.

Erorile funcționale se pot referi la poziții, deplasări, viteze, accelerații, supraaccelerații. Urmare a faptului că prin derivare erorile cresc, se remarcă faptul că la abateri de poziții mici, abaterile vitezelor și mai ales ale accelerațiilor pot atinge valori considerabile, producând abateri mari ale forțelor de inerție reale față de cele prevăzute pentru sistemul ideal.

Abaterile independente sunt formate din:

- abateri dimensionale ale elementelor și abateri de poziții ale axelor
- abateri dimensionale și de formă ale cuplelor cinematice.

Precizia mecanismelor cu roți dințate este bine stabilită, toleranțele fiind prevăzute în standarde. La mecanismele cu bare sau la mecanismele cu came, influențele cinematice ale abaterilor dimensionale ale elementelor componente sunt foarte variate. Pentru a ajunge la criteriile de alegere rațională a toleranțelor, este nevoie

de analiza influenței abaterilor dimensionale asupra funcționării mecanismului respectiv, analiza făcându-se prin calcul sau prin metode experimentale.

Abaterile independente pot fi de trei tipuri: abateri dimensionale, abateri de formă și abateri de poziție. Primul tip se referă la distanța dintre cuple, al doilea tip apare la suprafața de contact a cuplelor, iar al treilea tip la pozițiile relative ale axelor elementelor sau cuplelor cinematice.

La mecanismele plane pentru stabilirea corectă a abaterilor, trebuie să se considere structura spațială cu toate dimensiunile. Astfel, un lanț cinematic plan poate deveni spațial datorită jocurilor.

În cazul mecanismelor cu camă, calculul abaterilor funcționale ale tachelului se poate face pe mecanismul transformat în mecanism patrulater. Prin această transformare, abaterile suprafețelor de contact, abaterile dimensionale ale camei și tachelului se transpun în abateri ale lungimii elementului înlocuitor.

Pozițiile punctelor unui mecanism sunt funcții de poziție ale elementului conducător. Pentru a calcula abaterile funcționale ale pozițiilor trebuie avut în vedere că ele apar datorită abaterilor independente. Relația dintre abaterile funcționale ale pozițiilor și abaterile independente se poate liniariza, [S13], prin dezvoltarea ei în serie Taylor și reținerea unui număr finit de termeni. În acest fel se obțin abaterile de poziție sub forma unor funcții liniare de abateri independente, într-o anumită poziție a mecanismului. În aceste condiții se poate aplica principiul suprapunerii efectelor, rezultând abaterea totală de poziție ca o sumă liniară de abateri datorate fiecărei abateri independente.

Pentru mecanismele cu bare se poate proceda la calculul abaterilor funcționale analizând un mecanism derivat din cel inițial prin introducerea câte unui element suplimentar și a unei cuple pentru fiecare abatere independentă [S13].

4. Precizia termo-cinematică

Precizia mecanismelor este influențată și de câmpul termic în care lucrează, care determină deformații ale elementelor. Asigurarea preciziei termo-cinematice

poate fi rezolvată în mai multe moduri: prin menținerea temperaturii de lucru a mecanismului în limite prestabilite sau prin proiectarea mecanismului astfel încât influența câmpului termic asupra cinematicii să fie minimă. Calculele de alungire ale elementelor se fac considerând că acestea sunt proporționale cu lungimea de referință și cu creșterea temperaturii, factorul de proporționalitate depinzând de material.

În situația în care creșterile de temperatură sunt uniform distribuite și elementele constitutive sunt din același material, atunci unghiurile mecanismului se vor menține constante. Modificarea elementelor în zonele ce formează cuple cinematice face necesară corelarea preciziei termo-cinematice cu precizia tehnocinematică, cum ar fi asigurarea unor jocuri “la rece” bine stabilite.

5. Precizia cinetostatică

Cinetostatica are ca obiect de studiu forțele și momentele care solicită diversele piese în condițiile cunoașterii stării de mișcare a mecanismului. Metodele de calcul se bazează pe principiile d’Alembert și lucrului mecanic virtual.

În cazul mecanismelor rapide, forțele gravitaționale devin nesemnificative, pe de-o parte datorită faptului că aceste mecanisme sunt, în general, mecanisme ușoare, existând tendința micșorării masei acestora și pe de altă parte datorită faptului că în cazul mecanismelor rapide, forțele inerțiale cresc, depășind cu mult valoarea forțelor de greutate.

Pentru a putea avea o imagine completă asupra preciziei cinetostatice este necesară analiza influenței forțelor de frecare. Acestea introduc un consum suplimentar de energie, ceea ce produce micșorarea instabilităților în mișcarea mecanismului uniformizând mișcarea [M7]. O atenție deosebită trebuie acordată cuplelor de translație deoarece pot apare autoblocări datorate forțelor de frecare.

Pentru a putea aprecia influența forțelor de frecare asupra preciziei mecanismelor, trebuie rezolvată analiza cinetostatică în absența și în prezența frecării. Calculul reacțiunilor cu frecare se poate face direct, rezolvând sistemul de ecuații neliniare, care exprimă echilibrul mecanismului și legăturile dintre reacțiuni și forțele

de frecare. Această metodă prezintă dezavantajul unor calcule laborioase, urmare a mărimii sistemului de ecuații ($3x$ numărul elementelor mobile) și a complexității ecuațiilor. Mai avantajoasă este metoda iterativă prin relaxare, în care se calculează valoarea inițială a reacțiunilor fără a considera frecarea și ulterior se iau în calcul forțele de frecare determinate pe baza reacțiunilor. Procesul se repetă iterativ până la obținerea unor diferențe ne semnificative.

6. Precizia dinamică

Dinamica se ocupă cu determinarea mișcării corpului considerat rigid sub acțiunea unor forțe date. Calculele de analiză dinamică se pot face prin mai multe metode, printre care: metoda elementului finit, metoda bilanțului energetic al agregatului (mașină motoare - mașină de lucru).

Determinarea directă a mișcării agregatului în ansamblul său, este greoaie, datorită complexității sale. Din acest motiv se stabilesc modele simplificate ale elementelor componente, utilizând și o structură simplificată a sistemului.

Dificultăți în calculul dinamic pot apare datorită greutății de exprimare analitică a caracteristicii cuplu-viteză unghiulară a mașinii motoare, fiind necesară utilizarea caracteristicii de regim tranzitoriu. Stabilirea ecuațiilor de mișcare se face pe modele dinamice reduse ale agregatului, fie prin derivarea expresiei legii conservării energiei, fie cu ajutorul ecuațiilor Lagrange. În funcție de exprimarea matematică a legii de mișcare, sistemele analizate pot fi liniare, neliniare sau quasi-liniare.

7. Influența uzării asupra preciziei mecanismelor

Pe parcursul funcționării mecanismelor pot apare modificări ireversibile ale dimensiunilor, formei și pozițiilor reciproce ale elementelor și cuplelor cinematice. Principalele cauze sunt uzarea suprafețelor de contact și apariția unor deformații plastice. Aceste fenomene se includ în fenomenul numit relaxare cinetostatică [P10]. Ca urmare a influenței acestui fenomen are loc o modificare lentă a parametrilor cinematici.

Nu este rezolvată problema determinării unei reguli generale care să permită calculul uzării. În diferite cazuri concrete, se poate considera că volumul de material erodat este proporțional cu lucrul mecanic al forțelor de frecare sau că viteza de variație a grosimii stratului erodat este proporțională cu forța tangențială. De exemplu, pentru uzarea tachetului se prezintă în literatură, [P10], faptul că grosimea stratului îndepărtat este proporțională cu puterea 1,5 a reacțiunii normale.

Analiza relaxării cinetostatice arată că mărimile cinematice la un moment dat depind de supraaccelerațiile din momentul anterior [A1].

De asemenea se constată că viteza de uzare este proporțională cu o putere supraunitară a vitezei relative a suprafețelor de contact. Problema menținerii preciziei în timp va fi deci stringentă pentru mecanismele de mare viteză. În acest context vor trebui luate măsuri de micșorare a vitezei de uzare sau de compensare a uzărilor [S13].

Adams și Pelecudi [A1] studiază fenomenul uzării și dezvoltă o formulare matematică a procesului plecând de la ipoteza că uzarea este proporțională cu reacțiunea normală și viteza relativă. Se notează $\Delta(\varphi, i)$ uzura pe direcție normală la suprafața de contact, iar aceasta depinde de poziția considerată, respectiv de unghiul φ al camei, precum și de numărul de treceri succesive ale contactului tachet-camă, fiind o sumă a uzărilor din fiecare ciclu de mișcare:

$$\Delta(\varphi, i) = \sum_{j=1}^i \Psi(\varphi, j) \quad (2.71)$$

S-a notat $\Psi(\varphi, j)$ funcția de uzare, adică uzura corespunzătoare unui ciclu cinematic. Se notează $2t_0$ timpul unui ciclu, f numărul de rotații executate într-un timp T pentru care uzarea se face simțită și se determină:

$$\begin{aligned} 2\pi f &= \omega T \\ 2ft_0 &= T \\ 2\pi &= 2\omega t_0 \end{aligned} \quad (2.72)$$

ω fiind viteza unghiulară a camei. După j rotații timpul este:

$$\tau_j = 2t_0 j = j \frac{T}{f} \quad (2.73)$$

Înlocuind în (2.71) numărul de rotații cu timpul corespunzător, se obține:

$$\Delta(\varphi, T) = \sum_j \Psi(\varphi, \tau_j) \quad (2.74)$$

Prin artificii de calcul și trecere la limită se ajunge la:

$$\Delta(\varphi, T) = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^T \Psi(\varphi, \tau) d\tau \quad (2.75)$$

Pentru un mecanism cu camă rotativă și tchet în mișcare de translație, uzura Δ se manifestă prin micșorarea ordonatei, care marchează poziția, respectiv deplasarea tchetului. Notând cu $s(\varphi, T)$ legea de deplasare a tchetului în funcție de rotația φ a camei și momentul T , după o funcționare îndelungată, iar prin $s(\varphi, 0)$ legea la momentul inițial, deci cu profile neuzate, se ajunge la relația:

$$s(\varphi, T) = s(\varphi, 0) - \frac{\omega}{2\pi} \int_0^T \Psi(\varphi, \tau) d\tau \quad (2.76)$$

Expresia (2.76) constituie ecuația integrală a fenomenului de relaxare cinematică cauzat de uzura profilelor.

Funcția uzurii nu depinde direct de variabilele φ și τ . În ipoteza acceptată anterior, ea este proporțională cu reacțiunea normală și viteza relativă dintre camă și tchet, care la rândul lor depind de deplasarea s și de derivatele acesteia.

În general, reacțiunea totală normală poate fi formată din forțe constante de natura forțelor de greutate, din forțe variabile în funcție de deplasare, cum ar fi forțele elastice, din forțe variabile în raport cu viteza, cum ar fi forțele de frecare vâscoase și cu forțe variabile în funcție de accelerație de natura forțelor de inerție, la care se adaugă și forțele utile de lucru cu variație complexă în funcție de unghiul de poziție al camei. În acest context se poate scrie:

$$\Psi(\varphi, \tau) = \nu N(\varphi, s, \dot{s}, \ddot{s}) \nu_r \quad (2.77)$$

ν fiind un coeficient de proporționalitate.

Exprimând viteza tangențială a camei:

$$\nu_r = \omega [R + s(\varphi, \tau)] \quad (2.78)$$

și ținând cont că $R \gg s$, deci se poate neglija, se obține:

$$\Psi(\varphi, \tau) \cong \omega R v^* N(\varphi, s, \dot{s}, \ddot{s}) \quad (2.79)$$

unde $v^* = v / \omega R$.

Ecuția integrală (2.76) devine:

$$s(\varphi, T) = s(\varphi, 0) - \frac{v\omega}{2\pi} \int_0^T N(\varphi, s, \dot{s}, \ddot{s}) d\tau \quad (2.80)$$

și pentru un timp de funcționare T relativ mic, corespunzător unei uzări reduse, se poate aproxima prin:

$$s(\varphi, T) = s(\varphi, 0) - vN[\varphi, s(\varphi, 0), \dot{s}(\varphi, 0), \ddot{s}(\varphi, 0)] \quad (2.81)$$

Prin derivarea ecuației (2.81) în raport cu timpul se obține modificarea produsă de uzare asupra legilor vitezei, respectiv accelerației tachetului:

$$v(\varphi, T) = v(\varphi, 0) - \frac{v\omega}{2\pi} \int_0^T N'(\varphi, s, \dot{s}, \ddot{s}, \dot{\ddot{s}}) d\tau \quad (2.82)$$

$$a(\varphi, T) = a(\varphi, 0) - \frac{v\omega}{2\pi} \int_0^T N''(\varphi, s, \dot{s}, \ddot{s}, \dot{\ddot{s}}, s^{iv}) d\tau \quad (2.83)$$

8. Precizia cineto-elastodinamică

În situația în care mișcarea mecanismului se consideră suficient de lentă, astfel încât variația deformațiilor să poată fi considerată sincronă cu variația forțelor care le provoacă, analiza se poate simplifica, purtând denumirea de analiză cineto-elastostatică, [S13]. În această analiză, precizia mecanismului se determină făcând inițial analiza cineto-statică obișnuită și ulterior se determină deformațiile corespunzătoare forțelor și momentelor calculate. În continuare se recalculează parametrii cinetostatici utilizând dimensiunile modificate de deformațiile elastice. Calculul poate fi reluat pentru a mări precizia rezultatului, dar, în general, prima aproximare este suficientă.

Pentru mecanismele de viteză mare este necesară efectuarea unui calcul de analiză cineto-elastodinamică, care să ia în considerare elasticitatea, plasticitatea și

chiar ansamblul proprietăților reologice ale materialelor elementelor și cuplelor cinematice. Metoda cea mai frecvent utilizată de investigare a acestor mecanisme este metoda elementului finit, care oferă posibilitatea unei modelări suficient de complexe, deci aproape de realitate.

Hui-Jun și Wang, [H2], investighează o serie de factori care influențează metoda de analiză cineto-elastodinamică, având la bază modelarea cu element finit. Se dezvoltă o teorie matematică bazată pe calcul matricial și vectorial, conform căreia se poate determina care din factorii luați în considerare în modelare pot fi neglijați.

2.4.3. Influența abaterilor dimensionale și jocurilor din cuplele cinematice asupra preciziei mecanismelor

Problema determinării preciziei mecanismelor în condiții reale, mai precis în condițiile considerării tuturor factorilor care intervin: abateri dimensionale, jocuri, frecări, uzură, câmpuri termice, etc., este deosebit de complexă. Ea este abordată în general fragmentat, investigând doar o parte a factorilor care concură la funcționarea mecanismelor și neglijând efectul celorlalți.

Abaterile dimensionale și deformațiile care apar în timpul funcționării pot fi determinate și ele pot fi incluse în geometria momentană a mecanismului investigat. Problema jocurilor din cuplele cinematice este mai dificil de stăpânit, având în vedere că ele se modifică atât ca direcție, cât și ca modul în timpul funcționării. În aceasta constă și avantajul oferit de mecanisme cu elemente elastice în structura cărora nu există cuple cinematice și care își dobândesc mobilitatea numai ca urmare a deformării elementelor. În acest caz prin procedee de optimizare adecvate se poate limita starea de deformație astfel încât mecanismele să se încadreze în performanțele impuse de tema de proiectare.

În cazul mecanismelor uzuale, pentru a putea investiga precizia acestora, jocurile se modelează prin elemente amasice având direcția în coincidență cu direcția reacțiunilor din cuplele cinematice corespunzătoare, iar lungimea egală cu mărimea jocului. Acest model este cel mai frecvent întâlnit în literatura de specialitate. Un al

doilea model este cel cu arc – amortizor, care modelează complianța suprafețelor de contact ale lagărului și amortizarea datorită lubrificării.

Considerând mecanismul patrulater articulată prezentat în figura 2.22 cu lungimile elementelor l_i , $i = 1,4$, și jocurile din cuplele cinematice reprezentate prin vectorii r_i , se poate scrie ecuația de închidere a conturului:

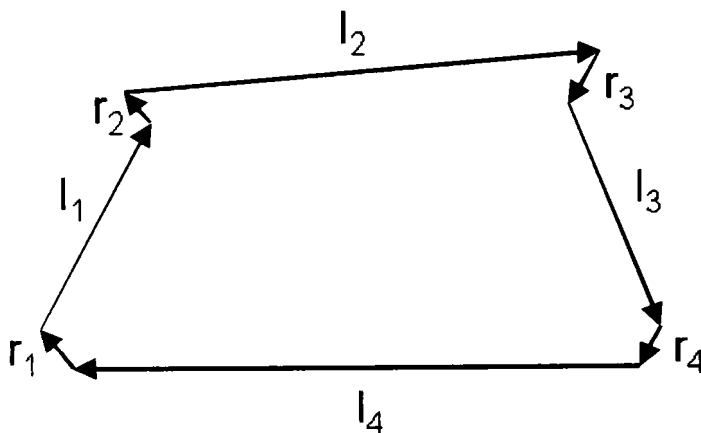


Fig. 2.22 Mecanism patrulater articulată cu jocurile din cuple

$$\sum_{j=1}^4 (\vec{l}_j + \vec{r}_j) = 0 \tag{2.84}$$

sau în forma numerelor complexe:

$$\sum_{j=1}^4 (l_j e^{i\theta_j} + r_j e^{i\alpha_j}) = 0 \tag{2.85}$$

unde θ_j , α_j sunt argumentele vectorilor corespunzători. Presupunând că toate componentele suferă o variație infinitesimală Δl_j , $\Delta \theta_j$, Δr_j , $\Delta \alpha_j$, deci intervin abateri dimensionale și modificări ale direcției reacțiunilor, se obține:

$$\sum_{j=1}^4 [(l_j + \Delta l_j) e^{i(\theta_j + \Delta \theta_j)} + (r_j + \Delta r_j) e^{i(\alpha_j + \Delta \alpha_j)}] = 0 \tag{2.86}$$

Prin scăderea ecuației (2.85) din (2.86) și neglijând termenii de ordinul doi, rezultă

$$\sum_{j=1}^4 [l_j e^{i\theta_j} (e^{i\Delta \theta_j} - 1) + r_j e^{i\alpha_j} (e^{i\Delta \alpha_j} - 1) + \Delta l_j e^{i\theta_j} + \Delta r_j e^{i\alpha_j}] = 0 \tag{2.87}$$

Făcând aproximarea valabilă în cazul unghiurilor mici:

$$\cos \gamma + i \sin \gamma - 1 = i\gamma \tag{2.88}$$

se obține:

$$\sum_{j=1}^4 [l_j e^{i\theta_j} \cdot i\Delta\theta_j + \Delta l_j e^{i\theta_j} + \Delta r_j e^{i\alpha_j} + r_j e^{i\alpha_j} \cdot i\Delta\alpha_j] = 0 \quad (2.89)$$

Neglijând termenul care-l conține pe Δr_j și făcând împărțirea cu un vector unitar $e^{i\theta_2}$, rezultă:

$$\sum_{j=1}^4 [l_j e^{i(\theta_j - \theta_2)} \cdot i\Delta\theta_j + \Delta l_j e^{i(\theta_j - \theta_2)} + r_j e^{i(\alpha_j - \theta_2)} \cdot i\Delta\alpha_j] = 0 \quad (2.90)$$

Ecuția (2.90) este echivalentă cu două ecuații scalare din care cea bazată pe componentele reale este:

$$\sum_{j=1}^4 [-l_j \Delta\theta_j \cdot \sin(\theta_j - \theta_2) + \Delta l_j \cdot \cos(\theta_j - \theta_2) - \Delta\alpha_j r_j \cdot \sin(\alpha_j - \theta_2)] = 0 \quad (2.91)$$

Prin dezvoltarea ecuației (2.91) se poate obține o expresie a erorii $\Delta\theta_3$ (în condițiile în care presupunem că elementul trei este elementul de ieșire al mecanismului):

$$\Delta\theta_3 = \frac{\sum_{j=1}^4 [\Delta l_j \cos(\theta_j - \theta_2) - \Delta\alpha_j r_j \sin(\alpha_j - \theta_2)] - l_1 \Delta\theta_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) - l_4 \Delta\theta_4 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (2.92)$$

Ținând cont că unghiurile elementului fix și al manivelei nu au erori, relația (2.92) se simplifică:

$$\Delta\theta_3 = \frac{\sum_{j=1}^4 [\Delta l_j \cos(\theta_j - \theta_2) - \Delta\alpha_j r_j \sin(\alpha_j - \theta_2)]}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \quad (2.93)$$

Ecuția (2.93) exprimă legătura dintre erorile parțiale și eroarea de ieșire a mecanismului.

În ultimii ani au apărut un număr din ce în ce mai mare de lucrări care se ocupă cu studiul influenței jocurilor și abaterilor dimensionale ale elementelor asupra comportării mecanismelor.

Influența abaterilor dimensionale ale elementelor unui mecanism asupra preciziei cinematice poate fi determinată plecând de la faptul că parametrul de ieșire al

mecanismului, φ_e , este o funcție care are ca și variabile lungimile elementelor componente și unghiurilor de poziție ale acestora:

$$\varphi_e = f(l_j, \varphi_j) \quad j = 1, n \quad (2.94)$$

O variație a lungimilor, Δl_j , determină o variație a variabilei de ieșire:

$$\varphi_e + \Delta\varphi_e = f(l_j + \Delta l_j, \varphi_j) \quad j = 1, n \quad (2.95)$$

Ținând cont că, exceptând unghiurile de intrare și de ieșire, celelalte unghiuri pot fi eliminate pe baza considerentelor geometrice și făcând dezvoltarea în serie Taylor cu neglijarea termenilor de rang superior se obține:

$$\varphi_e(l_j + \Delta l_j, \varphi_1) = \varphi_e(l_j, \varphi_1) + \sum_{j=1}^n \left. \frac{\partial \varphi_e}{\partial l_j} \right|_{l_j, \varphi_1} \Delta l_j \quad (2.96)$$

deci, eroarea care apare are expresia:

$$\Delta\varphi_e = \sum_{j=1}^n \left. \frac{\partial \varphi_e}{\partial l_j} \right|_{l_j, \varphi_1} \Delta l_j \quad (2.96')$$

Pe baza ecuației (2.96') se constată că derivatele parțiale pot fi considerate ca niște factori de pondere și prin calcularea lor se poate vedea în cazul unui mecanism concret, care din abaterile dimensionale ale elementelor are o influență mai mare.

Se exemplifică această metodă pentru un mecanism patrulater articulat, prezentat în figura 2.23, având lungimile elementelor $l_1 = 108$ mm, $l_2 = 279,4$ mm, $l_3 = 270,5$ mm și lungimea elementului fix $l_4 = 254$ mm. Unghiul φ_1 este unghiul de intrare, iar φ_3 se consideră unghiul de ieșire.

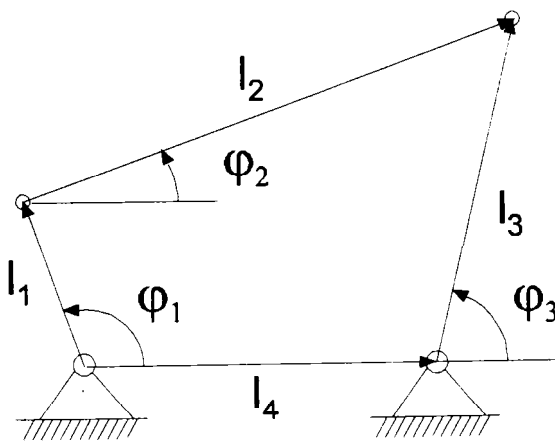


Fig. 2.23 Mecanism patrulater articulat

În vederea determinării funcției de variație a unghiului de ieșire, se proiectează ecuația de închidere a conturului pe un sistem de axe de coordonate, admis ca în figură, obținându-se:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_4 + l_3 \cos \varphi_3 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2.97)$$

Prin eliminarea unghiului bielei se obține, [P11]:

$$A \cos \varphi_3 - B \sin \varphi_3 = C \quad (2.98)$$

unde:

$$\begin{cases} A = 2l_3(l_4 - l_1 \cos \varphi_1) \\ B = 2l_1 l_3 \sin \varphi_1 \\ C = l_2^2 + 2l_1 l_4 \cos \varphi - (l_1^2 + l_3^2 + l_4^2) \end{cases} \quad (2.99)$$

În aceste condiții, prin calcule matematice se obține:

$$\varphi_3 = 2 \arctg \frac{-B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A + C} \quad (2.100)$$

Pentru calcularea factorilor de pondere s-a întocmit un program în MATLAB, care calculează fiecare din cele patru derivate parțiale pe parcursul unui ciclu cinematic. Modul de variație a acestor factori de pondere (în valoare absolută) este prezentat în figura 2.24, cifrele marcate în grafic fiind corespunzătoare elementelor mecanismului din figura 2.23.

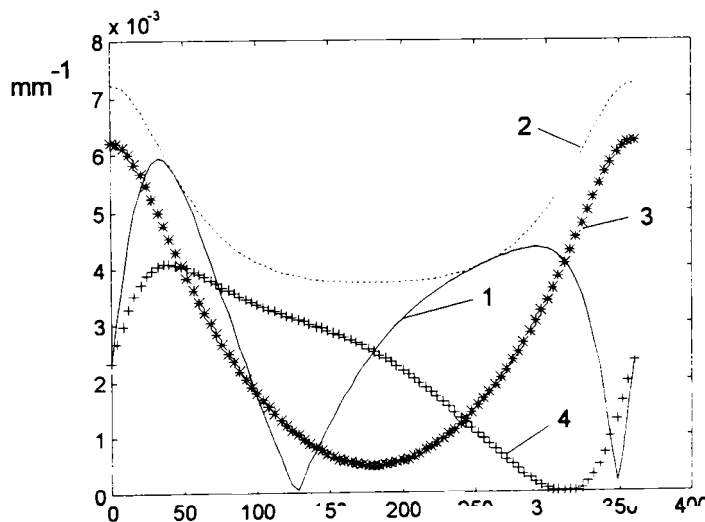


Fig. 2.24 Variația celor patru factori de pondere în cazul patruleterului articulat

Se constată că predominantă este influența bielei, care pe tot ciclul cinematic depășește ceilalți factori de pondere. De asemenea, se remarcă faptul că în intervalul $[0, \pi/2]$ apare o zonă critică în care toți cei patru factori de pondere au valori relativ ridicate. Analizând graficul, se constată că pentru a obține o precizie corespunzătoare, biela trebuie tolerată cel mai strâns, iar eventualele abateri de lungime ale elementului fix influențează în mai mică măsură eroarea unghiului de ieșire.

Lin și Chen [L1] propun un algoritm pentru studiul influenței erorilor elementelor și jocurilor din cuple asupra comportării mecanismelor plane. Algoritmul are la bază calculul matricial. Descrierea poziției elementelor mecanismului se face cu simbolizarea Hartenberg-Denavit. Există o matrice care ia în considerare efectul jocurilor asupra mișcării elementului învecinat. Prin diferențierea matricii se poate investiga efectul erorii individuale asupra ansamblului.

Elasticitatea elementelor mecanismului are un efect considerabil asupra comportării dinamice a mecanismelor, iar studiile asupra jocurilor au demonstrat că prezența acestora cauzează creșteri ale reacțiunilor, având ca efect degradarea performanțelor și scurtarea vieții sistemului. Aceste efecte au fost studiate în general separat. Tratarea ambelor probleme simultan este complicată datorită neliniarităților care apar. Dubovsky și Gardner [D1] prezintă un astfel de studiu pentru mecanisme plane. Autorii admit următoarele ipoteze simplificatoare:

- elementele se consideră rigide pe direcție axială
- deformațiile se consideră în limite mici
- nu se iau în calcul decât forțe exterioare care acționează la extremitatea elementelor

Se scriu ecuațiile de mișcare, se dezvoltă un model simplificat de grindă elastică pe baza căreia se concluzionează că elasticitatea elementelor are ca efect o reducere a stării de încărcare a lagărelor, dacă nu se ajunge la fenomenul de rezonanță.

Același autor prezintă o metodă care permite depistarea cauzei scăderii performanțelor sistemului pe baza examinării răspunsului cinematic al acestuia [D2]. Metoda se exemplifică pe un patruleter articulată, ca și surse de erori se consideră

lungimile elementelor și jocurile din lagăre. Metoda presupune identificarea erorilor în două etape. În prima etapă se identifică erorile de lungime ale elementelor pe baza valorilor parametrului de ieșire corespunzătoare la un anumit număr de valori ale variabilei de intrare. Se demonstrează că numărul de valori de intrare este egal cu numărul surselor de erori, deci cu numărul elementelor mecanismului. Cea de-a doua estimare se face cu valoarea maximă a erorii, care conduce la o bielă cu lungimea afectată de valoarea însumată a jocurilor. Acest fapt constituie un dezavantaj al metodei, deoarece nu se poate estima valoarea jocului din fiecare cuplă, ci doar valoarea globală a acestuia.

Shenhou și Zechang [S2] prezintă o metodă de proiectare optimală a mecanismelor plane luând în considerare toleranțele și jocurile. Lucrarea se ocupă cu transmiterea erorii geometrice prin mecanisme plane, de fapt dezvoltă o metodă de proiectare a jocurilor mecanismelor pe baza relațiilor care există între eroarea de ieșire și erorile care o generează: jocuri sau erori de lungime a elementelor. Optimizarea se face pe baza minimizării erorii de ieșire în condițiile unui cost de producție convenabil. Metoda propusă se bazează pe calculul probabilistic în care sursele de erori se consideră variabile aleatoare, abaterile de lungime se presupun distribuite normal, iar jocurile se consideră că se supun unei distribuții uniforme.

Earles, Ghaffari și Seneviratne [E1] se ocupă cu fenomenul pierderii contactului din cuplele de rotație ale mecanismelor luând în considerare jocurile. Modelele utilizate sunt:

- modelul amasic, conform căruia jocul se modelează printr-un element de masă nulă având lungimea egală cu mărimea jocului. Acest model introduce câte un grad de libertate suplimentar corespunzător fiecărei cuple.
- modelul cu arc - amortizor, care modelează complianța suprafețelor de contact a lagărului și amortizarea datorată lubrefiantului.

Lucrarea combină cele două modele și compară rezultatele cu cele obținute cu modelul amasic observându-se o bună concordanță între rezultate. De asemenea se constată că

jocul din lagăre are o influență predominantă asupra pierderii contactului din cuplă față de elasticitatea suprafețelor de contact.

Earles și Seneviratne [E2] studiază efectul cinematic al jocurilor din cuplele cinematice de rotație. Jocul din cuplă se modelează ca un element amasic, ceea ce adaugă un grad de libertate suplimentar. Se face analiza unui mecanism patrulater articulată la care se admite joc în cupla dintre bielă și balansier. În urma analizei dinamice rezultă un sistem de ecuații diferențiale neliniar și discontinuu. Neliniaritățile se datoresc termenilor trigonometrici datorită modificărilor geometrice grosiere ale mecanismului și datorită variațiilor forțelor din lagărele cu jocuri. Discontinuitățile se datorează pierderii contactului din cuple. În acest context este necesară considerarea a trei faze de abordare a problemei. O primă fază consideră menținerea în permanență a contactului dintre arbore și alezaj. O a doua fază în care arborele și alezajul au mișcare relativă în interiorul cercului având raza egală cu jocul și, în fine, a treia fază, cea de impact, când se reface contactul. După faza a treia poate urma faza unu sau faza doi, în funcție de coeficientul de restituire al suprafeței de impact și de viteză. Pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale neliniare cuplate este necesară specificarea unor soluții inițiale. Răspunsul estimat al sistemului indică oscilații de înaltă frecvență suprapuse peste mișcarea elementelor fără joc.

Garrett și Hall [G2] studiază efectul toleranțelor și jocurilor în proiectarea mecanismelor. Autorii materializează acest efect sub forma unor benzi de mobilitate estimate prin procedee statistice. Pentru mecanismul patrulater articulată prezentat în Figura 2.25a se obține pentru punctul B un domeniu de mobilitate delimitat de arcele de raze r_1 și r_2 , respectiv r_3 și r_4 , ca în Figura 2.25b. Se consideră jocurile din cuple: C_{OA} - jocul din cupla Oa, C_A jocul din cupla A, C_{OB} jocul din cupla Ob și C_B jocul din cupla B. Din motive geometrice se poate calcula:

$$\begin{aligned} r_1 &= R_3 - (C_{OA} + C_A + C_B) \\ r_2 &= R_3 + (C_{OA} + C_A + C_B) \\ r_3 &= R_4 - C_{OB} \\ r_4 &= R_4 + C_{OB} \end{aligned} \tag{2.101}$$

Teoria se dezvoltă în condițiile neglijării elasticității elementelor. Determinările s-au făcut pe un lot de 300 de mecanisme în condițiile în care eroarea de ieșire are o distribuție normală. Determinarea intervalului de încredere se face pe baza estimării abaterii standard σ .

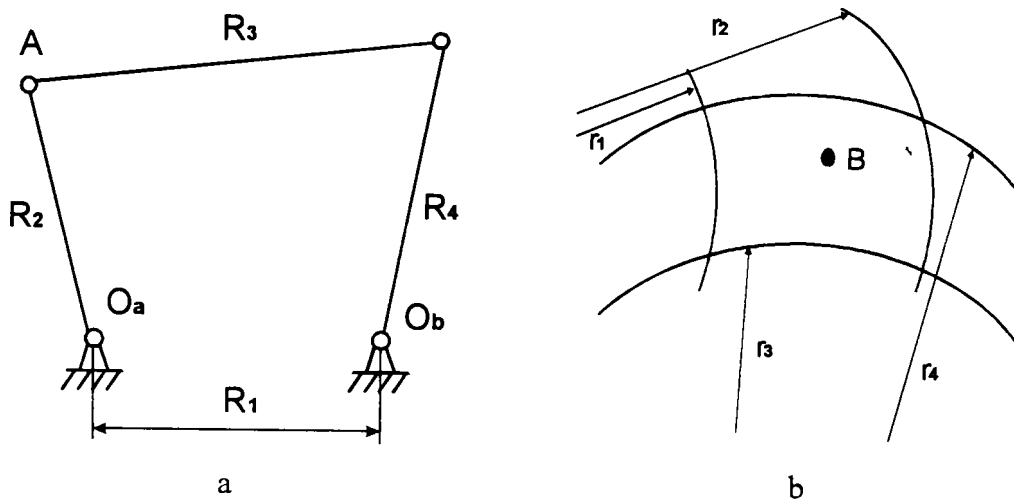


Fig. 2.25 Mecanismul patrulater articulat și domeniul de mobilitate pentru punctul B

Rose și Sandor [R1] propun o metodă de sinteză a unui patrulater articulat cu optimizarea erorii geometrice. În mod uzual punctele de precizie se aleg pe baza teoriei Cebîșev. Cu ajutorul punctelor stabilite se face sinteza și se calculează eroarea. Se poate aplica formula Freudenstein de respațiere pentru a minimaliza eroarea, se face resinteza și procesul se aplică iterativ până la egalizarea mărimii erorilor extreme, care apar între punctele de precizie. Metoda propusă de autori introduce constrângeri suplimentare, care fac ca din start mărimea erorilor maxime să se egalizeze, rezultând un sistem de ecuații mai extins, dar dispare procesul iterativ. Metoda se exemplifică pe un patrulater articulat. Sistemul de ecuații obținut este neliniar și se rezolvă cu metoda Newton-Raphson.

Lieh [L4] se ocupă cu modelarea dinamică a unui mecanism manivelă-piston la care în afara elasticității bieiei admite și elasticitatea cuplei de legătură a bieiei cu elementul fix. Ecuațiile de mișcare se scriu pe baza teoriei lucrului mecanic virtual, utilizând un set de coordonate generalizate. Rezultatele numerice scot în evidență influența coeficienților variabili în timp asupra comportării dinamice și legătura

strânsă care există între mișcarea cuplelor și elasticitatea elementelor. O creștere a rigidității cuplei determină o scădere a deformațiilor bielei. Autorul neglijează frecările din cuple.

Zhe, Li și Shixian [Z4] propun o metodă de estimare a pierderii contactului din cuplele cinematice ale mecanismelor plane, la care se admite existența jocului. Reacțiunile din cuple se calculează direct, pe baza metodei, nefiind necesară rezolvarea ecuațiilor diferențiale ale sistemului. Elementele se consideră rigide și se admite joc într-o singură cuplă. Jocul se modelează ca un element amasic, suprafața de contact este presupusă rigidă și fără frecare, ceea ce permite ca direcția vectorului care reprezintă jocul cuplei să fie în coincidență cu cea a direcției reacțiunii din lagăr.

Yufeng și Jiangquin [Y3] studiază toleranțele optime ale parametrilor structurali și cinematici a roboților industriali. Eroarea de poziție și de orientare a efectorului final se exprimă într-o formă matricială. Pe baza teoriei dezvoltate, se ajunge la concluzia că situația în care erorile cinematice de ieșire sunt minime, erorile sunt componente ale vectorului propriu asociat celei mai mici valori proprii a Jacobianului sistemului. Pe baza acestei concluzii se dezvoltă o metodă de alegere a toleranțelor optime ale parametrilor structurali și cinematici.

În concluzie se poate afirma că problema jocurilor și toleranțelor unui mecanism este o problemă de larg interes datorită influenței pe care o are asupra preciziei acestuia. Dintre metodele de modelare se constată că cel mai frecvent, modelarea jocului se face cu elemente amasice.

2.4.4. Sinteza optimală a mecanismelor luând în considerare jocurile

După cum s-a prezentat în paragraful anterior, problema ridicată de jocurile care apar în cuplele cinematice este deosebit de complexă. O metodă de sinteză optimală care ia în considerare eroarea structurală și jocurile este dezvoltată de Yin și Wu, [Y4].

Autorii studiază un mecanism generator de funcții și definesc eroarea structurală ca fiind diferența dintre funcția dorită și cea realizată. Sinteza optimală include patru pași:

- optimizarea preliminară pentru obținerea unui mecanism fără a considera jocurile
- analiza dinamică pentru determinarea forțelor din cuple
- construirea unui mecanism echivalent în care jocurile se modelează ca și elemente amasice având direcția în lungul direcției reacțiunii din cupla cinematică corespunzătoare
- optimizarea mecanismului echivalent

În mecanismul echivalent jocul din fiecare cuplă se modelează ca un element adițional. Mărimea jocului se tratează ca un parametru de proiectare, astfel încât proiectantul să poată ajusta mărimea jocului pentru a controla precizia mecanismului.

Metoda se exemplifică pe un patrulater articulat prezentat în figura 2.26.

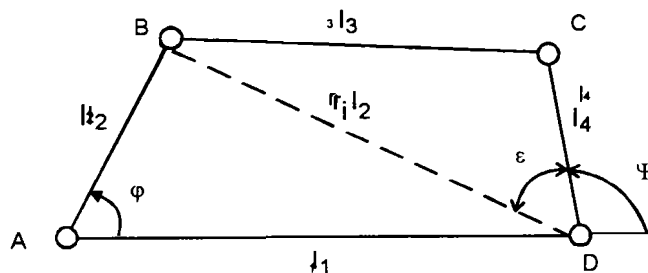


Fig. 2.26 Mecanism patrulater articulat

1. Optimizarea preliminară

Se consideră manivela AB cu lungimea l_2 egală cu o unitate, iar elementul fix AD cu lungimea $l_1 = p l_2$. Variabilele x_3 și x_4 definesc lungimile bieii, respectiv balansierului ($l_3 = x_3 l_2$, $l_4 = x_4 l_2$). Se notează r_1 raportul distanței dintre cuplele B și D și lungimea l_2 .

Funcția obiectiv a procesului de optimizare este:

$$\min F(X) = \sum_{i=0}^k (\Psi_i - \Psi_{si})^2 \quad (2.102)$$

unde indicele i marchează poziția mecanismului, Ψ_i este unghiul dorit la ieșire, iar Ψ_{si} este cel realizat.

Din geometria mecanismului se obține:

$$\begin{aligned}\Psi_{si} &= \pi - \varepsilon_i - \Phi_i & 0 \leq \varphi_i \leq \pi \\ \Psi_{si} &= \pi - \varepsilon_i + \Phi_i & \pi \leq \varphi_i \leq 2\pi\end{aligned}\quad (2.103)$$

unde

$$\begin{aligned}\varepsilon_i &= \arccos\left(\frac{r_i^2 + x_4^2 - x_3^2}{2r_i x_4}\right) \\ \Phi_i &= \arccos\left(\frac{r_i^2 + p^2 - 1}{2pr_i}\right)\end{aligned}\quad (2.104)$$

$$r_i = \sqrt{p^2 + 1 - 2p \cos \varphi_i}$$

Se admite ca funcție generatoare a mecanismului variația unghiului Ψ :

$$\Psi = \Psi_o + \frac{2}{3\pi}(\varphi - \varphi_o)^2 \quad (2.105)$$

pe un parcurs de $\pi/2$ a unghiului φ , începând de la o valoare φ_o .

Dacă diferența dintre funcția generată și cea dorită se măsoară în 30 de puncte echidistante ale unghiului de intrare φ , atunci:

$$\begin{aligned}\varphi_i &= \varphi_o + \frac{i}{30} \cdot \frac{\pi}{2} & i = 1, 2, \dots, 30 \\ \varphi_o &= \arccos\left(\frac{x_3^2 - x_4^2 + 2x_3 - p^2 + 1}{2p + 2px_3}\right) \\ \Psi_o &= \arccos\left(\frac{x_3^2 - x_4^2 + 2x_3 - p^2 + 1}{2px_4}\right)\end{aligned}\quad (2.106)$$

Din condițiile lui Grashoff se obțin restricțiile:

$$\begin{aligned}x_3^2 + x_4^2 + 1,414x_3x_4 - (p+1)^2 &\geq 0 \\ -x_3^2 - x_4^2 + 1,414x_3x_4 + (p-1)^2 &\geq 0\end{aligned}\quad (2.107)$$

Admitând o valoare $p = 5$ se obțin:

$$x_3 = 4,1217 \quad x_4 = 2,3480 \quad \varphi_o = 26,535^\circ \quad \Psi_o = 100,267^\circ.$$

2. Determinarea direcției reacțiunilor din cuplele cinematice prin analiza cinetostatică

Pe baza rezultatelor din prima etapă se efectuează o analiză cinetostatică pentru a obține direcția reacțiunilor din cuple. În această fază se pot neglija sau nu forțele de frecare din cuple. Această etapă nu prezintă aspecte de noutate.

3. Obținerea mecanismului echivalent incluzând jocurile

În cadrul acestei etape, proiectantul poate specifica valorile dorite pentru jocuri și se crează mecanismul echivalent. Mărimea jocurilor poate fi admisă din condiții de fabricație sau alte cerințe, cum ar fi costuri și precizie.

Mecanismul patrulater articulată devine, ca urmare a considerării jocurilor, un mecanism cu opt elemente prezentat în figura 2.27. Jocurile se modelează ca elemente amasice, care au direcția aliniată cu direcția reacțiunilor din cuple determinate în etapa a doua. Mecanismul echivalent are cinci grade de libertate, dar se impun patru constrângeri care determină direcția elementelor δ_i , $i = 1, 4$.

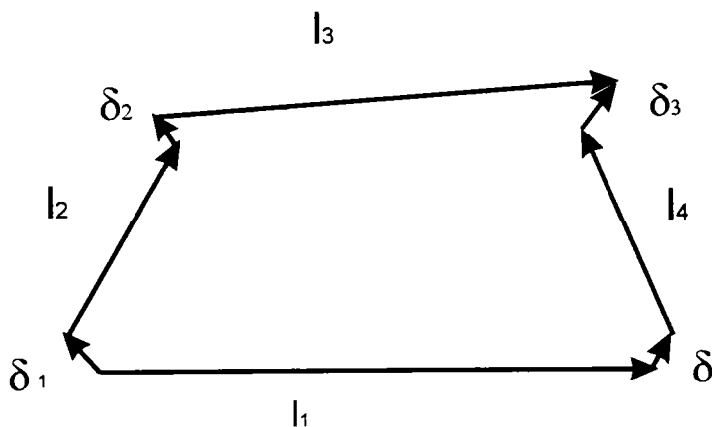


Fig. 2.27 Mecanism patrulater articulată cu reprezentarea jocurilor din cuple

Ecuția vectorială de închidere a conturului poate fi scrisă:

$$\begin{aligned} \delta_1 e^{i\xi_1} + l_2 e^{i\theta_2} + \delta_2 e^{i\xi_2} + l_3 e^{i\theta_3} &= \\ &= l_1 e^{i\theta_1} + \delta_4 e^{i\xi_4} + l_4 e^{i\theta_4} + \delta_3 e^{i\xi_3} \end{aligned} \quad (2.108)$$

unde θ_i , $i = 1, 4$ sunt unghiurile măsurate în sens trigonometric în raport cu orizontala ale elementelor l_i ale mecanismului, iar ξ_i , $i = 1, 4$ sunt unghiurile măsurate în aceleași condiții ale elementelor amasice δ_i .

Separând partea reală și partea imaginară rezultă două ecuații:

$$A = l_4 \cos\theta_4 - l_3 \cos\theta_3 \quad (2.109)$$

$$B = l_4 \sin\theta_4 - l_3 \sin\theta_3 \quad (2.110)$$

unde:

$$A = \delta_1 \cos\xi_1 + l_2 \cos\theta_2 + \delta_2 \cos\xi_2 - l_1 - \delta_4 \cos\xi_4 - \delta_3 \cos\xi_3$$

$$B = \delta_1 \sin\xi_1 + l_2 \sin\theta_2 + \delta_2 \sin\xi_2 - \delta_4 \sin\xi_4 - \delta_3 \sin\xi_3$$

În ultimile două relații se admite $\theta_1 = 0$, iar membrul drept al acestor două expresii este cunoscut. Unghiurile ξ_i s-au determinat din analiza cinetostatică, iar l_1 și l_2 sunt admise inițial. De asemenea l_3 și l_4 s-au determinat din prima etapă, jocurile δ_i sunt specificate de proiectare, iar unghiul θ_2 este unghiul de intrare.

4. Optimizarea proiectării considerând jocurile

În această etapă, mecanismul echivalent se analizează pentru a minimaliza eroarea structurală. Funcția obiectiv se păstrează cea din (2.102), iar restricțiile rămân cele din ecuațiile (2.107). Unghiul Ψ_{si} din ecuația (2.103) se aproximează cu θ_4 determinat din (2.106) și (2.107) admitând că mărimea jocurilor este mult mai mică decât lungimea elementelor.

În concluzie se poate afirma că problema jocurilor și toleranțelor unui mecanism este o problemă de larg interes datorită influenței pe care o are asupra preciziei acestuia. Dintre metodele de modelare, se constată că cel mai frecvent, modelarea jocurilor se face cu elemente amasice.

Capitolul 3

*Aplicații ale metodei elementului finit
în studiul mecanismelor rapide cu
bare*

Scopul prezentei lucrări îl constituie investigarea mecanismelor rapide cu bare și ridicarea performanțelor acestora. Din studiul bibliografic făcut se observă că metoda elementului finit se situează, de departe, pe primul loc în analiza acestor mecanisme. În acest context s-a dorit dezvoltarea unui software care să permită studiul mecanismelor cu bare plane, fără a necesita din partea utilizatorului cunoștințe deosebite în ceea ce privește metoda elementului finit, ci doar cunoștințe în domeniul mecanismelor. Soft-ul existent în domeniul elementului finit (MSC/NASTRAN, ANSYS, COSMOS) oferă putere foarte mare de calcul, facilități de vizualizare și animație a rezultatelor analizei, dar în același timp presupune studierea unei documentații foarte vaste și o perioadă de timp de familiarizare cu modul de lucru al programului respectiv.

3.1 Pachet de programe pentru analiza cineto-elastodinamică a mecanismelor cu bare plane

Programele concepute sunt destinate investigării mecanismelor cu bare plane ținând cont de particularitățile de aplicare ale metodei elementului finit în acest caz. În acest context elementele rețelei de discretizare sunt elemente de tip grindă, cu două noduri, având șase grade de libertate elastice, câte două translații și o rotație la fiecare extremitate.

3.1.1. Program de analiză dinamică

O etapă obligatorie în analiza cu element finit este determinarea sistemului de forțe nodale. Ecuația matricială de mișcare este:

$$[M]\{\ddot{\eta}\} + [C]\{\dot{\eta}\} + [K]\{\eta\} = \{F\} \quad (3.1)$$

unde $[M]$, $[C]$ și $[K]$ sunt matricile globale de masă, amortizare și rigiditate ale sistemului, $\{\eta\}$ este vectorul coordonatelor normale, iar $\{F\}$ este vectorul forțelor nodale.

Vectorul $\{F\}$ se obține prin analiza dinamică. Componentele lui se obțin pe baza forțelor exterioare, care acționează asupra mecanismului și forțelor de inerție, datorate mișcării sistemului considerat rigid ($[M]\{a\}$ - unde $\{a\}$ este vectorul accelerațiilor nodale).

Pentru simplificarea analizei se recomandă ca la discretizarea mecanismului în elemente finite să se stabilească noduri în punctele în care acționează forțe concentrate.

Programul conceput este destinat analizei cinematice, cinetostatice și dinamice a mecanismelor de clasa a doua cu elemente binare și ternare. Rezolvarea se face pe contururi, prin metoda vectorială, iar elementele se consideră omogene și cu secțiune transversală constantă.

Structura de date cu ajutorul căreia se caracterizează mecanismul analizat este formată din trei matrici: matricea cuplelor, matricea elementelor și o matrice a contururilor, [D14].

Matricea cuplelor, [CC], are zece coloane și numărul de linii egal cu numărul cuplelor cinematice, deci fiecare linie caracterizează câte o cuplă cinematică. Cele zece coloane conțin următoarele date:

- tipul cuplei. Se stabilește convenția “1” pentru cupla de rotație și “2” pentru cupla de translație
- cupla este fixă sau mobilă. Dacă este o cuplă fixă, se va introduce valoarea “1”, respectiv valoarea “2” dacă cupla este mobilă.
- elementele cu care vine cupla în contact pe două coloane
- poziția cuplei în raport cu axa Ox
- poziția cuplei în raport cu axa Oy
- viteza cuplei, componenta pe Ox , respectiv pe Oy
- accelerația cuplei, componenta pe Ox , respectiv pe Oy

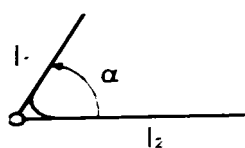


Fig. 3.1 Măsurarea unghiului la elementele ternare

Matricea elementelor, [EL], are 25 coloane, iar numărul liniilor este egal cu numărul elementelor mobile. Cele douăzeci și cinci de informații care caracterizează fiecare element sunt:

- lungimea l_1 a elementului
- lungimea l_2 a elementului (în cazul elementelor binare se introduce valoarea "0")
- unghiul dintre cele două laturi ale elementului ternar, unghiul se măsoară în sens trigonometric, ca în figura 3.1.
- următoarele trei coloane reprezintă cuplele cu care vine elementul în contact
- unghiul elementului față de axa Ox a sistemului de coordonate, unghi care se măsoară în sens trigonometric
- viteza unghiulară a elementului
- accelerația unghiulară a elementului
- următoarele patru coloane reprezintă vitezele, respectiv accelerațiile liniare ale elementului care execută mișcare de translație
- următoarele șase coloane reprezintă poziția, viteza și accelerația centrului de masă al elementului în raport cu axa Ox , respectiv Oy
- masa elementului
- momentul de inerție masic al elementului în raport cu axa Oz care trece prin centrul de masă
- modulul forței concentrate exterioare care acționează asupra elementului
- distanța de la punctul de aplicație al forței la cupla anterioară în sensul de parcurs al conturului
- direcția pe care acționează forța prin unghiul format cu axa ox
- momentul concentrat care acționează asupra elementului

Matricea contururilor CONT are numărul de linii egal cu numărul contururilor existente în mecanism și opt coloane. Pentru fiecare contur, pe linii, se introduc cuplele cinematice care aparțin acestuia în ordinea de parcurs a conturului.

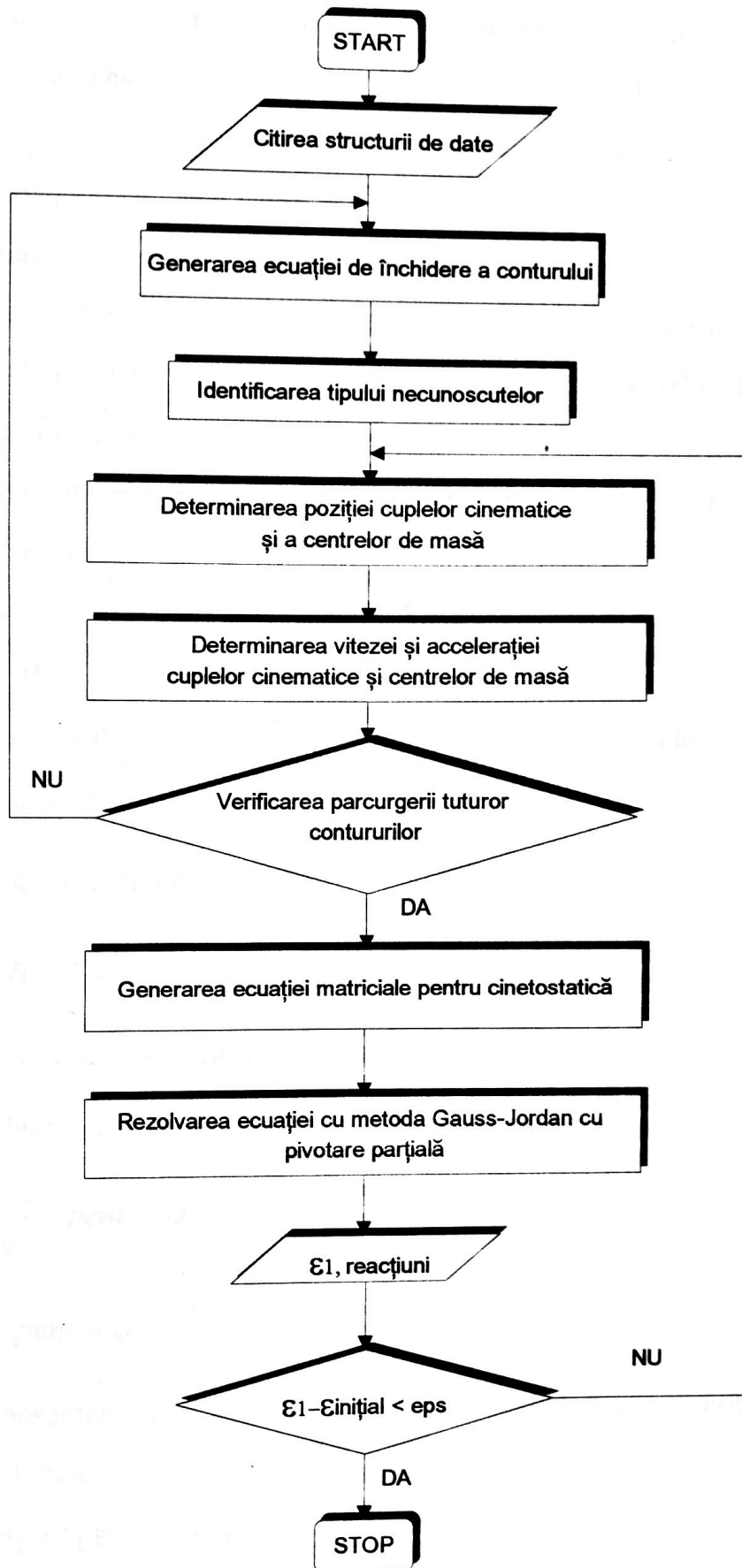


Fig. 3.2. Ordinograma programului de analiză dinamică

De asemenea matricea cuplelor și a elementelor s-a dublat cu două matrici având aceleași dimensiuni, pentru a ușura depistarea valorilor cunoscute și necunoscute din structura de date. S-a stabilit convenția ca valoarea “1” să se asocieze unei valori cunoscute și “0” unei valori necunoscute.

Ordinograma programului este prezentată în figura 3.2.

Ecuția de închidere a conturului este o ecuație vectorială, care se transformă în două ecuații scalare liniare sau nu, în funcție de tipul necunoscutelor. În rezolvarea problemei pozițiilor pot apare patru situații:

a). necunoscuta este un vector, deci apar două necunoscute scalare, o lungime și un unghi. Sistemul obținut este de tipul:

$$l \cos \varphi = A$$

$$l \sin \varphi = B \quad (3.2)$$

unde A și B sunt constante determinate de configurația mecanismului. Rezolvarea se face cu următoarele cazuri:

$$\square \text{ dacă } A = 0 \text{ și } B > 0 \Rightarrow \varphi = \frac{\pi}{2}$$

$$\square \text{ dacă } A = 0 \text{ și } B < 0 \Rightarrow \varphi = -\frac{\pi}{2}$$

$$\square \text{ dacă } A \neq 0 \Rightarrow \varphi = \arctg\left(\frac{B}{A}\right)$$

Cunoscând unghiul φ se determină și modulul vectorului necunoscut:

$$l = \left| \frac{A}{\cos \varphi} \right| \quad \text{pentru } \varphi \notin \left\{ \frac{\pi}{2}, -\frac{\pi}{2} \right\}$$

$$l = |B| \quad \text{pentru } \varphi \in \left\{ \frac{\pi}{2}, -\frac{\pi}{2} \right\}$$

b). necunoscutele sunt modulele a doi vectori diferiți. Sistemul obținut este un sistem liniar de forma:

$$\begin{cases} l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = A \\ l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = B \end{cases} \quad (3.3)$$

Necunoscutele l_1 și l_2 se determină cu metoda Cramer.

c). necunoscutele sunt modulul unui vector (l_1) și argumentul celuilalt (φ_2).

Sistemul obținut este tot de forma (3.3) Prin înlocuire se ajunge la o ecuație de tipul:

$$U \sin \varphi_2 + V \cos \varphi_2 = T \quad (3.4)$$

Se face substituția în funcție de $\text{tg } \varphi_2/2$ și se ajunge la o ecuație de gradul al doilea, care nu ridică probleme de rezolvare.

d). necunoscutele sunt argumentele a doi vectori. Sistemul este de forma (3.3) cu observația că necunoscutele sunt φ_1 și φ_2 . Sistemul fiind neliniar, rezolvarea se face cu metoda Newton-Raphson.

La rezolvarea problemelor de viteză și accelerații nu apar probleme deosebite, deoarece sistemul scalar de două ecuații și două necunoscute care se generează este liniar, deci se poate rezolva cu regula lui Cramer.

După rezolvarea problemei de poziții, viteze și accelerații, în cadrul a două subrutine se calculează pozițiile, vitezele și accelerațiile centrelor de masă ale fiecărui element și ale cuplelor mobile. În această etapă se consideră că elementele sunt omogene și distribuția vitezelor este liniară de-a lungul elementului.

Programul de cinetostatică se bazează pe ecuația matricială de echilibru:

$$[CO] \cdot \{R\} = \{L\} \quad (3.5)$$

unde $[CO]$ este matricea de conexiune, având dimensiunea $3(n-1) \times 3(n-1)$, n fiind numărul elementelor mecanismului. $\{R\}$ este vectorul necunoscutelor și este format din ε_1 - accelerația elementului motor și perechi de câte două necunoscute pentru fiecare cuplă cinematică a mecanismului. În cazul cuplelor de rotație, necunoscutele sunt reacțiuni pe cele două direcții R_{ix} , R_{iy} , iar în cazul cuplelor de translație cele două necunoscute sunt o reacțiune perpendiculară pe direcția elementului și un moment. Introducerea momentului ca o necunoscută s-a făcut pentru a evita apariția în sistem a produsului $R_x h$, care ar fi generat un sistem de ecuații neliniare. $\{L\}$ este vectorul termenilor liberi.

Pentru fiecare element mobil al mecanismului s-au scris câte trei ecuații:

- două ecuații de forțe - una pe axa Ox și una pe Oy
- o ecuație de momente față de centrul de masă al elementului.

În conformitate cu aceste tipuri de ecuații, în vectorul termenilor liberi, $\{L\}$, apar forțele de inerție proiectate pe axa Ox , respectiv pe axa Oy , eventualele forțe concentrate, iar în ecuațiile de momente apare produsul $J_i \varepsilon_i$, momentele generate de forțele exterioare, respectiv momentele concentrate exterioare, care acționează pe elementul respectiv.

Rezolvarea sistemului liniar de ecuații se face cu metoda Gauss-Jordan cu pivotare parțială.

Cele două programe s-au conceput astfel încât pot funcționa atât independent, cât și împreună.

Pentru rezolvarea unei probleme de dinamică se face o rulare iterativă a celor două programe, preluând valoarea accelerației unghiulare a elementului motor determinată în urma programului de cinetostatică ca și mărime de intrare în programul de cinematică.

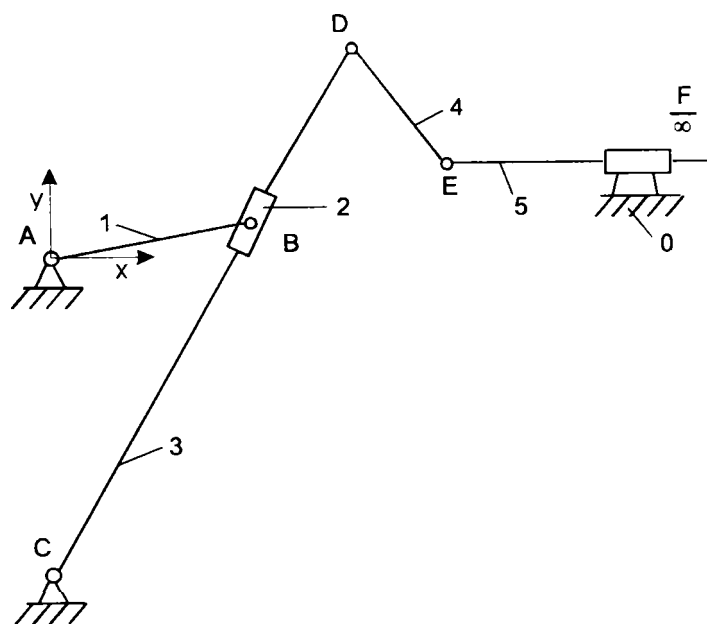


Fig. 3.3 Mecanism de tip șeping

$$\begin{aligned} l_1 &= 70 \text{ mm} & C (0, -306) \\ l_3 &= 435 \text{ mm} & O (280, 174) \\ l_4 &= 80 \text{ mm} \end{aligned}$$

Programul a fost verificat pe un mecanism de tip șeping, prezentat în figura 3.3. S-a parcurs un ciclu cinematic complet, iar rezultatele au fost comparate cu cele obținute prin metoda grafo-analitică, constatându-se o bună concordanță. De asemenea s-au făcut o serie de reprezentări grafice ale parametrilor cinematici ale diferitelor cuple din mecanismul prezentat în figura 3.3.

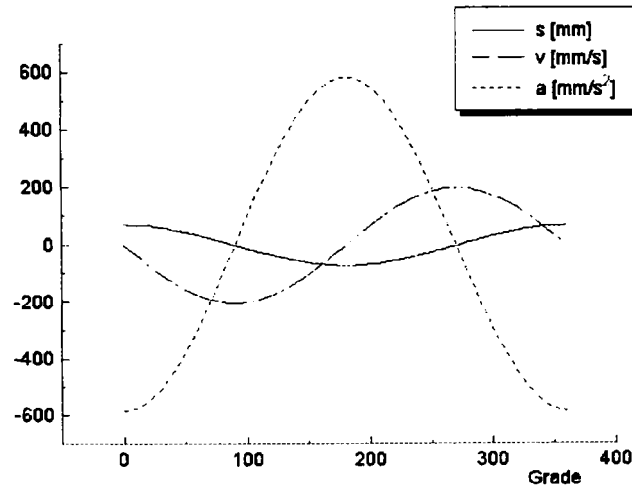


Fig. 3.4 Spațiul, viteza și accelerația pentru punctul $B_3 - 0x$

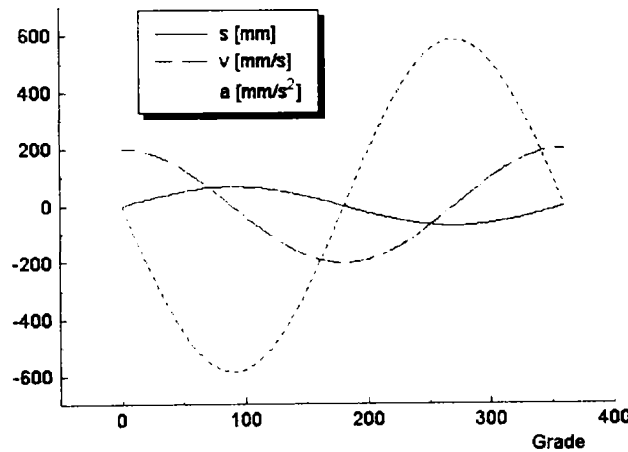


Fig. 3.5 Spațiul, viteza și accelerația pentru punctul $B_3 - 0y$

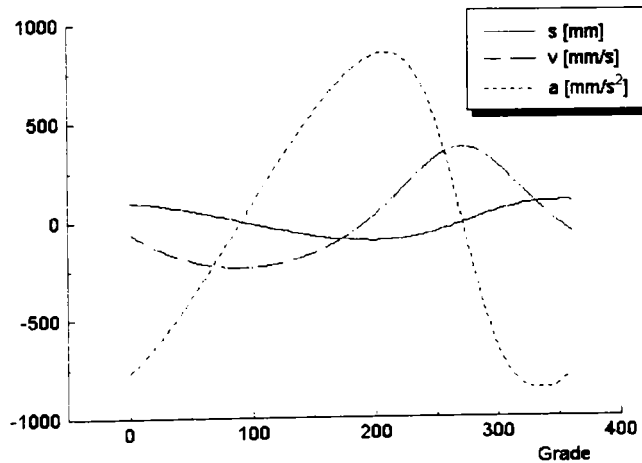


Fig. 3.6 Spațiul, viteza și accelerația pentru cupla $D - 0x$

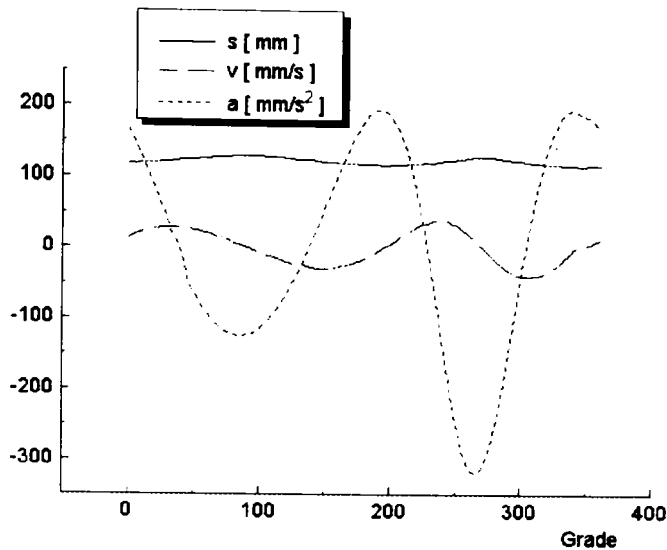


Fig. 3.7 Spațiul, viteza și accelerația pentru cupla D – 0y

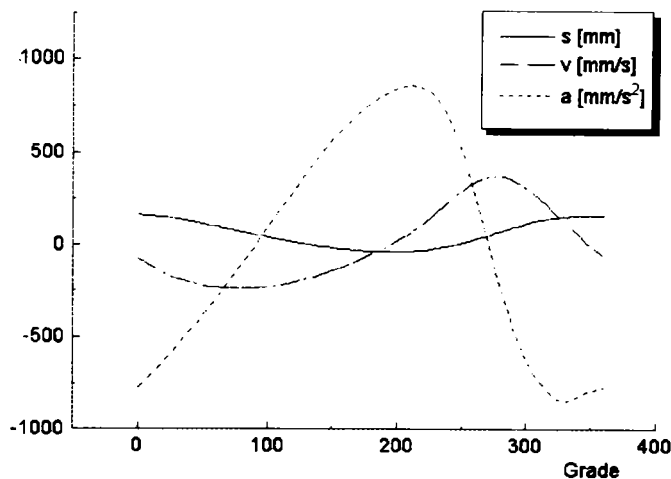


Fig. 3.8 Spațiul, viteza și accelerația pentru cupla E – 0x

În figura 3.4 se prezintă variația spațiului, vitezei și accelerației pe axa Ox pentru punctul B_3 , în figura 3.5 sunt reprezentați aceiași parametri pe axa Oy pentru același punct. Reprezentări similare sunt prezentate în figura 3.6 și respectiv 3.7 pentru cupla D, iar în 3.8 variația parametrilor cinematici pentru cupla E, componentele pe Ox , cele pe Oy fiind nule. În figura 3.9a și b se prezintă hodograful polar al vitezelor, respectiv accelerațiilor punctului D, iar în figura 3.10a și b hodografele polare pentru punctul median al elementului 4 (DE). Se remarcă faptul că nu apar salturi nici în variația vitezelor și nici a accelerațiilor. Analizând reprezentările grafice se constată o

bună concordanță între punctele de extrem și anularea derivatelor corespunzătoare. De asemenea pentru punctul E, componentele pe Oy ale vitezei și accelerației sunt nule.

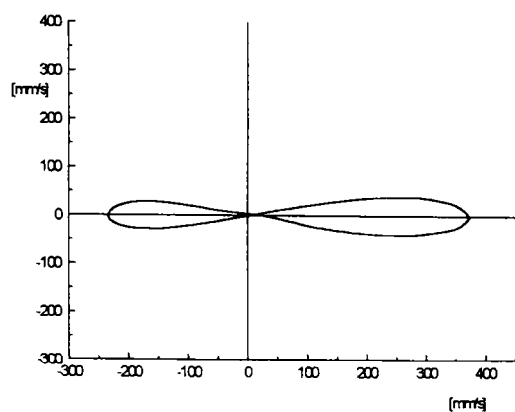


Fig. 3.9a Hodograful polar al vitezei punctului D

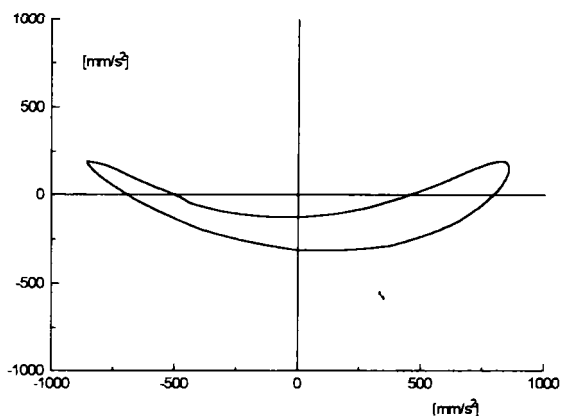


Fig. 3.9b Hodograful polar al accelerației punctului D

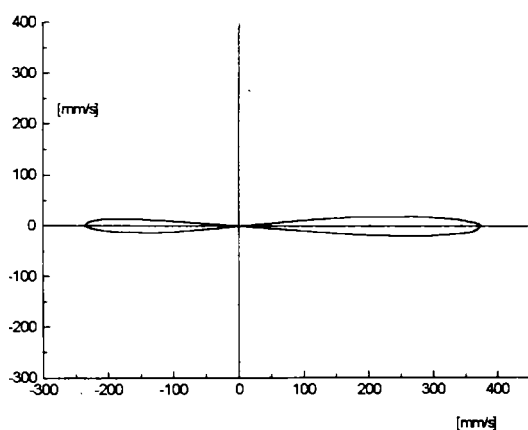


Fig. 3.10a Hodograful polar al vitezelor punctului median DE

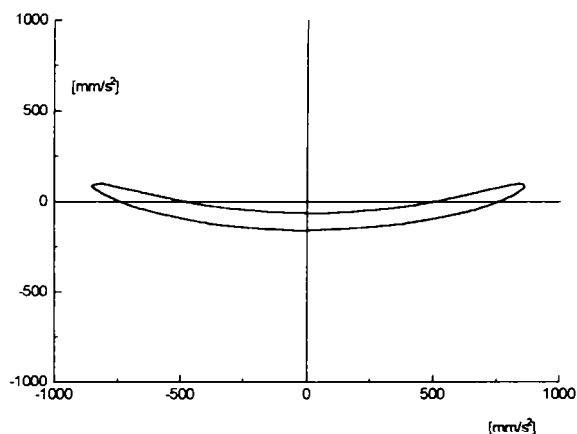


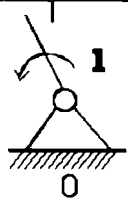
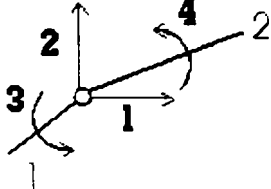
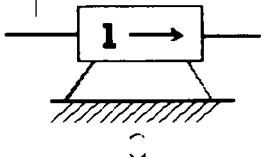
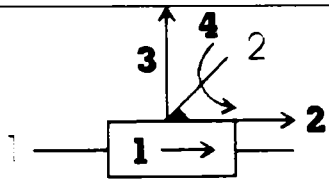
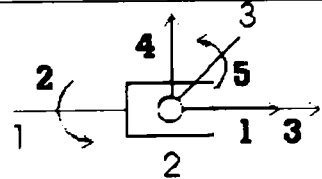
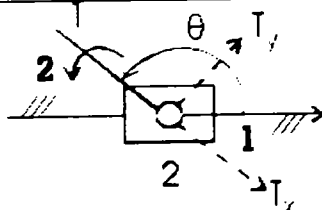
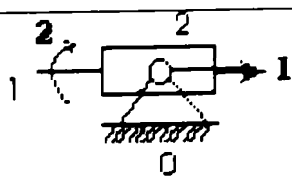
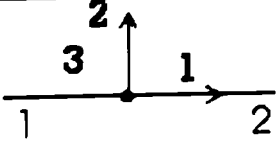
Fig. 3.10b Hodograful polar al accelerațiilor punctului median DE

3.1.2. Modelarea cuplelor cinematice

În condițiile investigării mecanismelor cu metoda elementului finit, problema asocierii gradelor de libertate elastice este esențială pentru obținerea unor rezultate reprezentative. Acest aspect este mai puțin tratat în literatura de specialitate, unde majoritatea lucrărilor abordează mecanisme simple de tip patrulater articulat sau manivelă-piston.

Pentru a putea analiza o gamă mai largă de mecanisme s-au construit modele pentru o serie de cuple cinematice, inclusiv multiple, care apar în mecanismele plane.

Tabelul 3.1 Asocierea gradelor de libertate cu diferite tipuri de cuple cinematice

Nr. crt.	Simbolizare	Grade de libertate asociate elementelor	Observații
1.		$1R$	dacă nu este element motor
2.		$\left. \begin{matrix} 1: 2T + 1R \\ 2: 2T + 1R \end{matrix} \right\} \Rightarrow 2T + 2R$	deplasările liniare sunt identice pentru 1 și 2
3.		$1T$	-
4.		$\left. \begin{matrix} 1: 1T + 1R \\ 2: 2T + 1R \end{matrix} \right\} \Rightarrow 3T + 1R$	rotația este identică
5.		$\left. \begin{matrix} 1: 1T + 1R \\ 2: - \\ 3: 2T + 1R \end{matrix} \right\} \Rightarrow 3T + 2R$	-
6.		$\left. \begin{matrix} 1: 1T + 1R \\ 2: - \end{matrix} \right\}$	$\frac{T_y}{T_x} = \text{tg}\theta$
7.		$\left. \begin{matrix} 1: 1T + 1R \\ 2: - \end{matrix} \right\}$	-
8.		$\left. \begin{matrix} 1: 2T - 1R \\ 2: 2T - 1R \end{matrix} \right\} \Rightarrow 2T + 1R$	nodul este un punct al mecanismului, nu este cuplă

Modelarea s-a făcut în condițiile considerării rigidității infinite a cuplelor. Asocierea gradelor de libertate cu diferite noduri se prezintă în tabelul 3.1, [D16]. Pozițiile 1, 2, 8 din tabel se regăsesc și în alte lucrări de specialitate [I1, I2].

La elementele de tip piatră de culisă articulată nu s-au atribuit grade de libertate elastice, deoarece aceste elemente au lungime nulă (cele două cuple fiind în coincidență) și în aceste condiții matricea de rigiditate a acestor elemente devine infinită. O altă posibilitate ar fi fost considerarea cazului în care cele două cuple de translație și rotație nu sunt în perfectă coincidență și elementul tip culisă ar avea o lungime foarte mică. Această posibilitate a fost eliminată deoarece în elementele matricii de rigiditate, lungimea elementului intervine la numitor la puterea a doua și a treia, iar în urma calculului matricial destul de laborios pe care îl presupune metoda elementului finit, s-ar fi introdus erori de calcul care ar fi distorsionat rezultatele.

Pe baza modelelor construite se pot analiza majoritatea mecanismelor cu bare plane de clasa a doua, având elemente binare sau ternare construite din bare rigidizate.

3.1.3. Analiza pulsațiilor proprii

Pe baza modelării cuplelor cinematice conform paragrafului anterior se poate genera rețeaua de discretizare cu restricțiile aferente.

Matricile elementale de masă și rigiditate se găsesc în literatura de specialitate, [M5, P1, D13, D18], și au fost prezentate în (2.47) și (2.46). Matricile globale ale sistemului se obțin prin metoda suprapunerii efectelor. Ordinograma programului este prezentată în figura 3.11.

Pentru a putea face asamblarea matricilor în mod automat s-a utilizat o structură de date de tip matricial. Matricea elementelor finite are numărul de linii egal cu numărul elementelor finite în care este discretizat mecanismul și 15 coloane.

Pentru fiecare element finit, structura de date conține următoarele informații:

- elementul din mecanism căruia îi aparține elementul finit

- ❑ o codificare pe două coloane a nodurilor de la extremitatea elementului finit, astfel încât să fie cuprinse toate posibilitățile de grade de libertate care pot apărea
- ❑ lungimea elementului finit
- ❑ aria secțiunii transversale
- ❑ numărul gradelor de libertate care sunt în coincidență cu cele ale elementelor
- ❑ momentul de inerție al secțiunii

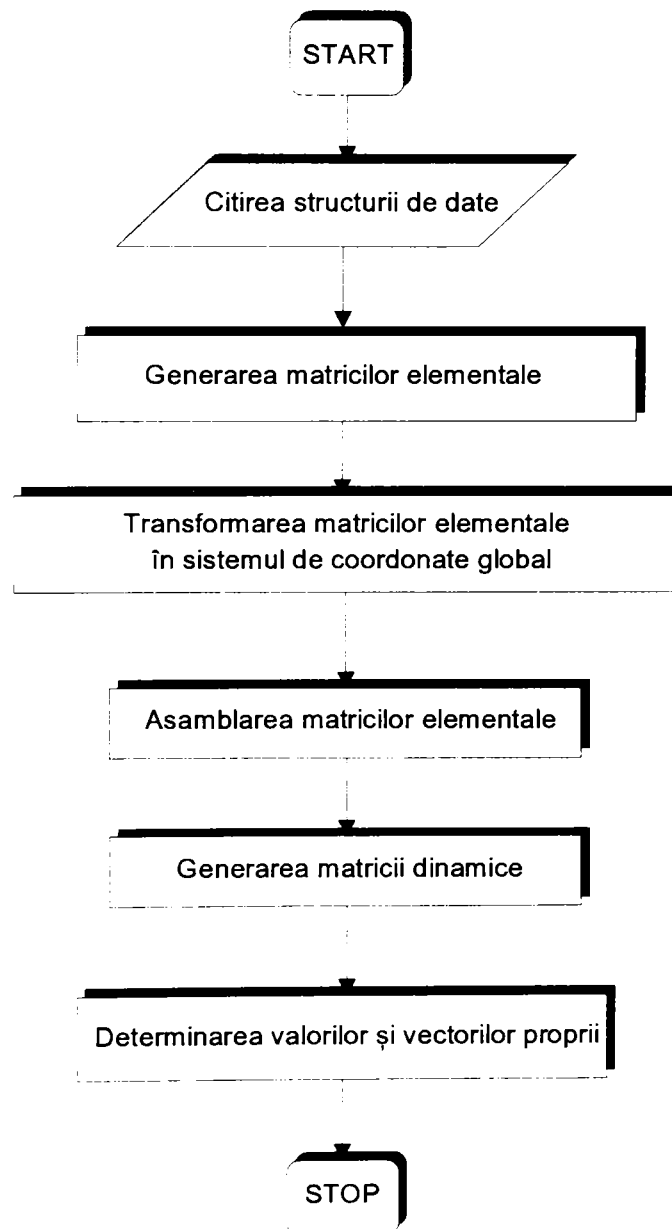


Fig. 3.11. Ordinograma programului de determinare a pulsațiilor proprii

Programul este scris în MATLAB și oferă posibilitatea investigării atât a mecanismelor care lucrează în domeniul deformațiilor mici cât și a celor care lucrează în domeniul deformațiilor mari.

Generarea matricilor elementale este urmată de particularizarea matricilor pentru fiecare element în parte și transformarea matricilor elementale din sistemul de coordonate local în sistemul de coordonate global cu relația:

$$\begin{aligned} [k'] &= [T]^{-1} [k] [T] \\ [m'] &= [T]^{-1} [m] [T] \end{aligned} \quad (3.6)$$

[T] fiind matricea de transformare:

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

în care θ este unghiul format de elementul finit cu axa Ox a sistemului de coordonate global, unghi care se măsoară în sens trigonometric.

După generarea matricilor globale [K] și [M], se calculează matricea dinamică a sistemului:

$$[D] = [K]^{-1} [M] \quad (3.8)$$

Valorile proprii ale matricii dinamice sunt de fapt inversele pătratelor pulsațiilor naturale ale sistemului. De asemenea se determină și vectorii proprii, care se normalizează și generează matricea modală.

Programul a fost verificat cu rezultate obținute din literatura de specialitate, [H3], remarcându-se o bună concordanță.

Mecanismul investigat a fost de tip patruleter articulată și are mărimile caracteristice prezentate în tabelul 3.2, având elemente de secțiune circulară.

S-a parcurs un ciclu cinematic complet, considerând într-o variantă toate elementele elastice (linie continuă) și într-o a doua variantă manivela rigidă, iar biela

și balansierul elastice (linie întreruptă). Variația primelor trei pulsații naturale în raport cu unghiul de intrare este prezentată în figurile 3.12, 3.13 și 3.14.

Tabelul 3.2 Mărimi caracteristice ale mecanismului patrulaterul articulat

Element	Lungime [cm]	Arie [cm ²]	Moment de inerție [cm ⁴]
Manivelă	10,8	1,07	$1,62 \times 10^{-2}$
Bielă	27,94	0,41	$8,67 \times 10^{-4}$
Balansier	27,05	0,41	$8,67 \times 10^{-4}$
Lungimea elementului fix		25,40 cm	
Modulul de elasticitate E		$7,1 \times 10^7$ kPa	
Densitatea		$2,71 \times 10^3$ kg.m ⁻³	

Se constată o creștere a pulsațiilor naturale în condițiile măririi rigidității sistemului. De asemenea se remarcă faptul că manivela nu influențează în mare măsură valoarea frecvenței fundamentale, deci în cazul structurilor mai complicate, pentru a simplifica modelul se poate considera manivela rigidă. De asemenea, s-a determinat pulsația proprie a bielei care este de 297 rad/s și este foarte apropiată de valoarea primei pulsații proprii a sistemului, ceea ce ar permite o estimare grosieră a acesteia analizând elementul cel mai puțin rigid din mecanism.

Programul a mai fost verificat și cu cercetări experimentale pe un mecanism paralelogram cu elemente elastice constatându-se, de asemenea, o bună concordanță. Partea experimentală cu prelucrarea datelor aferente este prezentată în capitolul 5.

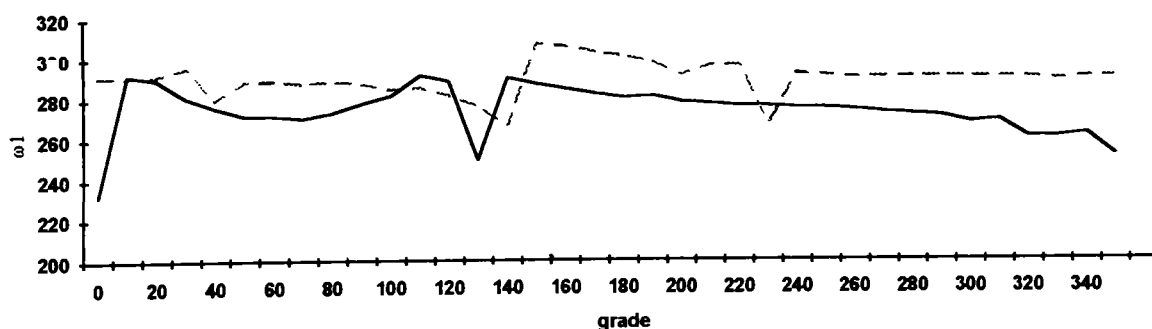


Fig. 3.12 Evoluția primei pulsații proprii

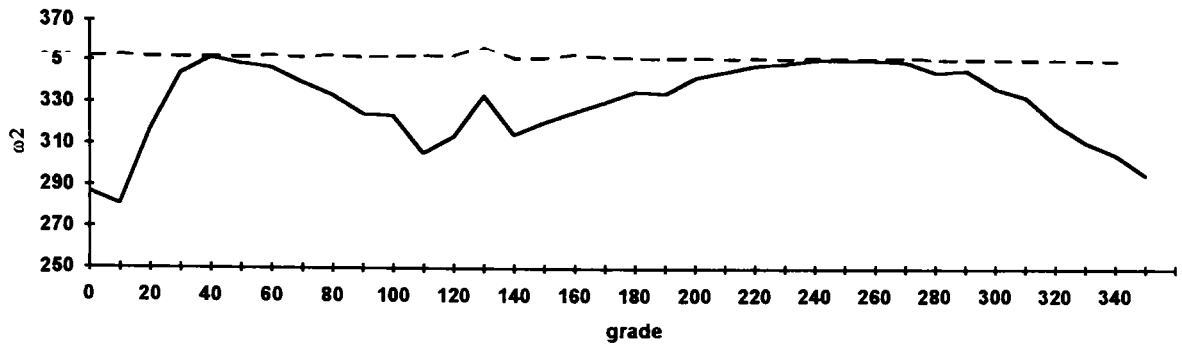


Fig. 3.13 Evoluția celei de-a doua pulsații proprii

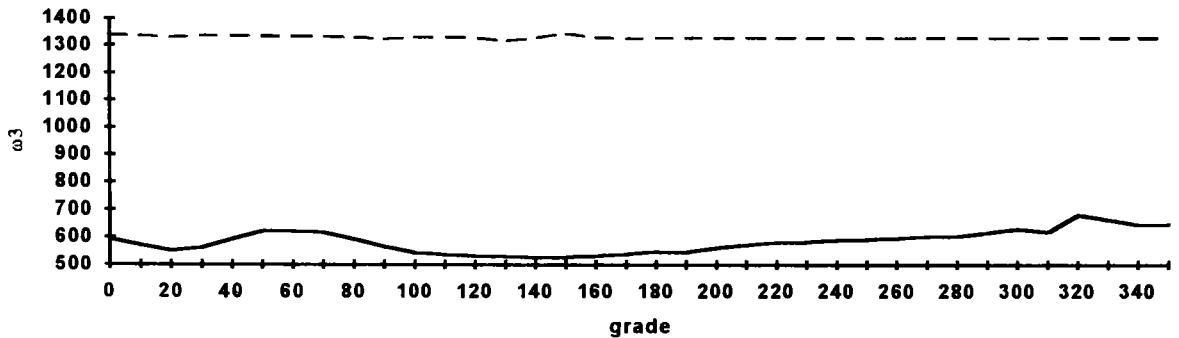


Fig. 3.14 Evoluția celei de-a treia pulsații proprii

3.1.4. Analiza stării de deformare și tensiune

Determinarea matricii modale, $[\Phi]$, asigură decuplarea sistemului de n ecuații de mișcare ale sistemului, având în vedere că urmare a normalizării vectorilor proprii matricea modală îndeplinește condiția:

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [M] [\Phi] &= [I] \\ [\Phi]^T [K] [\Phi] &= [\omega^2] \end{aligned} \tag{3.9}$$

unde matricea $[\omega^2]$ este o matrice diagonală a pătratelor pulsațiilor proprii, iar $[I]$ este matricea unitate.

Pentru a realiza decuplarea sistemului de n ecuații, se aplică transformarea:

$$\{u\} = [\Phi] \{\eta\} \tag{3.10}$$

unde $\{\eta\}$ este un vector al coordonatelor normale. Înlocuind (3.10) în ecuația de mișcare și preînmulțind cu $[\Phi]^T$ se obține:

$$[M^n] \{\ddot{\eta}\} + [C^n] \{\dot{\eta}\} + [K^n] \{\eta\} = \{N\} \tag{3.11}$$

matricile $[M^n]$, $[C^n]$ și $[K^n]$ fiind matrici diagonale. Prin acest procedeu s-a realizat decuplarea sistemului de ecuații în n ecuații de forma matematică standard:

$$a\ddot{y} + b\dot{y} + cy = d \quad (3.12)$$

Aceste ecuații permit determinarea vectorului $\{\eta\}$ și pe baza transformării (3.10) se determină vectorul deformațiilor elastice asociat mecanismului. Pe baza vectorului $\{u\}$ se face identificarea vectorului deformațiilor locale ale fiecărui element, $\{\hat{u}\}$, printr-un procedeu invers celui aplicat la asamblarea matricii sistemului, vector care reprezintă starea de deformație a elementului.

Ordinograma programului este prezentată în figura 3.15.

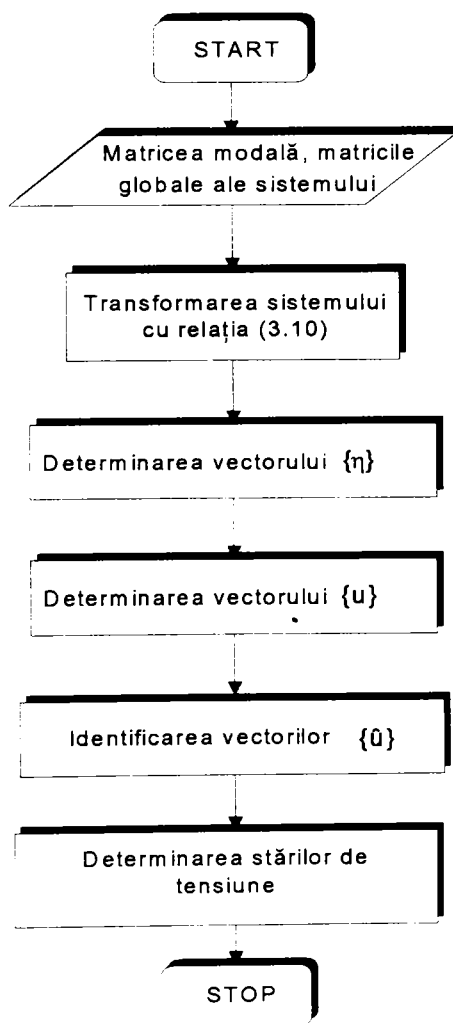


Fig. 3.15 Ordinograma programului pentru determinarea stării de deformație și tensiune

Toate programele prezentate au fost aplicate pe diferite tipuri de mecanisme, rezultatele obținute confirmând buna lor funcționare. Aceste aplicații sunt prezentate în paragrafele următoare.

3.2. Analiza unui mecanism paralelogram cu elemente elastice

În situația unor mecanisme care trebuie să realizeze curse relativ mici în condițiile unor timpi de răspuns scăzuți, în multe cazuri se preferă înlocuirea mecanismelor clasice cu mecanisme la care cuplele cinematice se înlocuiesc cu îmbinări rigide, iar mobilitatea acestora este urmarea deformării elastice a elementelor. Printre multiplele avantaje se pot menționa: uzură minimă, nivel de zgomot scăzut, precizie ridicată, sunt ușor de fabricat, ieftine, nu necesită lubrificare. Mecanismele de acest tip se întâlnesc frecvent în construcția mecanismelor de compliantă, a echipamentelor periferice, a aparatelor de măsurare. Lipsa cuplelor cinematice generează mecanisme cu masă scăzută și de asemenea dispar problemele ridicate de jocurile din cuplele cinematice.

Cu ajutorul programelor elaborate a fost investigat un astfel de mecanism – paralelogram cu elemente elastice. Elementele identice 1 și 3 sunt de tip arc lamelar având grosimea de 0,5 mm, lățimea de 12 mm și lungimea de 75 mm. Biela are secțiunea circulară cu $\Phi = 10$ mm și lungimea de 70 mm.

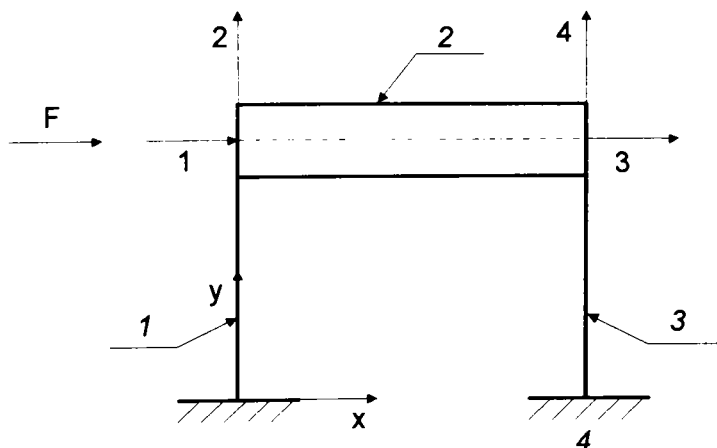


Fig. 3.16 Mecanismul paralelogram cu gradele de libertate asociate

În figura 3.16 se prezintă mecanismul cu gradele de libertate asociate structurii. Mecanismul este supus unei forțe exterioare de 2 N, de tip treaptă, care acționează axial în lungul bielei.

Având în vedere configurația mecanismului este evident că se lucrează în domeniul deformațiilor mari, deci în calcularea matricii de rigiditate a elementelor 1 și 3 se ia în considerare și matricea de rigiditate geometrică. De asemenea trebuie menționat că deformația care prezintă interes este deformația de-a lungul axei x a elementului 1, respectiv 3. Evoluția acestei deformații în raport cu timpul este prezentată în figura 3.17.

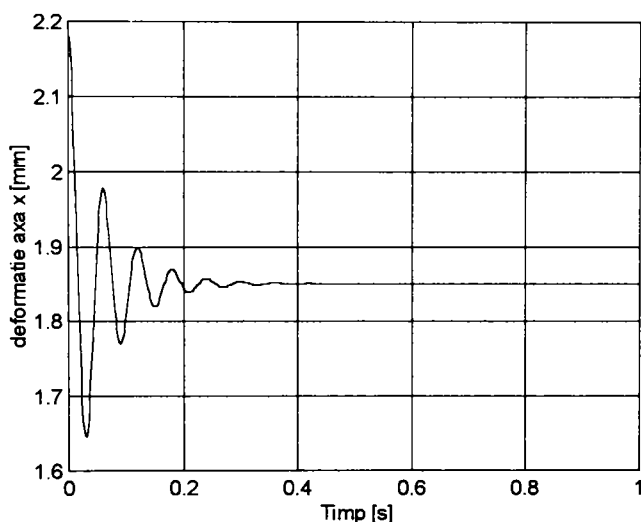


Fig. 3.17 Evoluția în timp a deformației arcului lamelar pe axa 0x

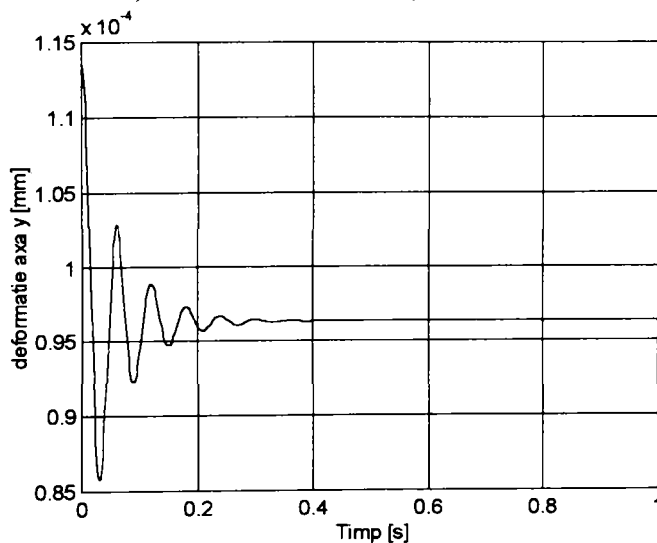


Fig. 3.18 Evoluția în timp a deformației arcului lamelar pe axa 0y

De remarcat faptul că mișcarea este amortizată în 0,25 s, amplitudinea maximă fiind de 2,18 mm. Această deformație se asociază cu o deplasare pe axa y – prezentată în figura 3.18 – dar de o amplitudine mult diminuată: 0,11 μm .

În aceste condiții de deformație se prezintă fibra medie deformată pentru elementul de tip arc, în figura 3.19, precum și variația momentului încovoietor de-a lungul elementului 1 în figura 3.20.

Rezultatele intermediare ale programului au fost verificate pe cale experimentală, este vorba de frecvența fundamentală. Această etapă este dezvoltată pe larg în capitolul 5.

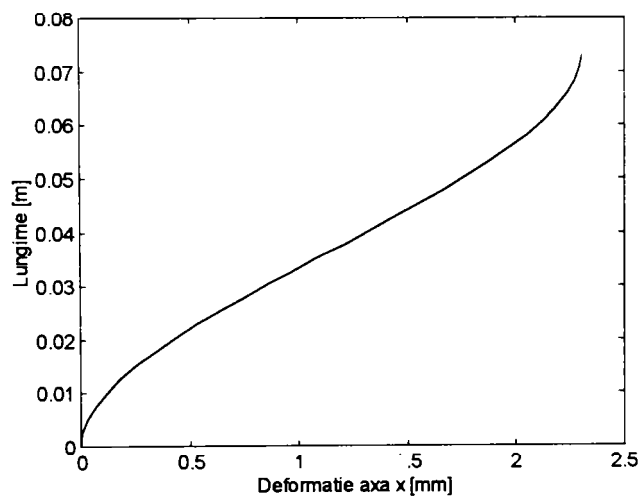


Fig. 3.19 Fibra medie deformată a arcului lamelar

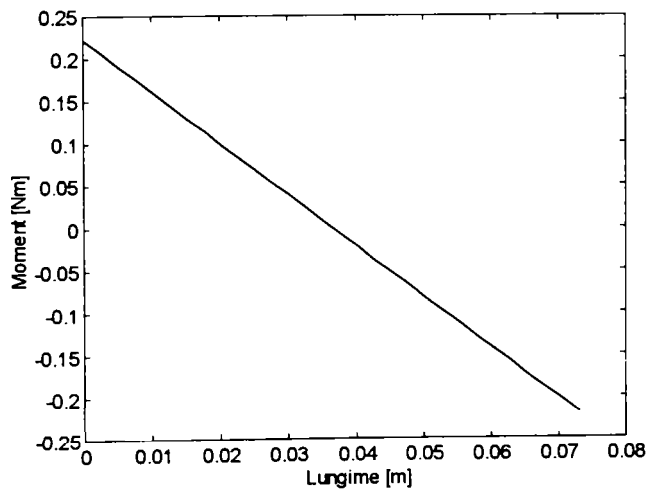


Fig. 3.20 Variația momentului încovoietor de-a lungul arcului lamelar

3.3. Analiza unui mecanism patrulater articulată

Un alt tip de mecanism care a fost investigat este mecanismul patrulater articulată având dimensiunile caracteristice prezentate în tabelul 3.2.

Schema cinematică a mecanismului cu gradele de libertate asociate este prezentată în figura 3.21.

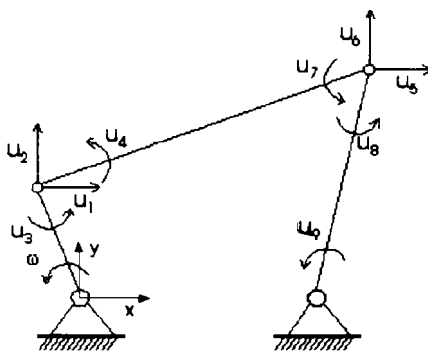


Fig. 3.21 Schema cinematică a mecanismului cu gradele de libertate asociate

În prima fază s-a efectuat o analiză dinamică pentru stabilirea datelor de intrare în analiza cu element finit. În acest scop s-a făcut reducerea momentului de inerție la elementul motor pentru a obține ecuația de mișcare a mecanismului, ecuație care a fost integrată în cazul general, [P11], în care momentul redus rezultat depinde de poziția elementului de reducere, de viteza unghiulară a acestuia și de timp, iar momentul de inerție redus depinde numai de poziție. Momentul rezistent care acționează asupra mecanismului este un cuplu de 2 Nm, acționând asupra balansierului de la 0 la 180 de grade ale unghiului manivelei motoare, iar motorul de antrenare a fost ales cu o caracteristică elastică.

Ecuația de mișcare se poate scrie:

$$M = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{red}}{d\varphi} + J_{red} \omega \frac{d\omega}{d\varphi} \quad (3.13)$$

M fiind momentul de accelerare.

Prin metoda creșterilor finite ecuația (3.13) se poate aproxima prin:

$$M(\varphi_i, \omega_i, t_i) = \frac{\omega_i^2}{2} \frac{J_{red}^{i+1} - J_{red}^i}{\Delta\varphi} + J_{red}^i \omega_i \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{\Delta\varphi} \quad (3.14)$$

Din ecuația (3.14) se determină ω_{i+1} pe baza valorii determinate în iterația anterioară, ω_i :

$$\omega_{i+1} = \frac{M(\varphi_i, \omega_i, t_i)}{J_{red}^i \omega_i} \Delta\varphi + \frac{\omega_i}{2J_{red}^i} (3J_{red}^i - J_{red}^{i+1}) \quad (3.15)$$

Considerând pasul unghiular suficient de mic pentru a putea considera o variație liniară a vitezei unghiulare între două poziții consecutive, se poate determina și timpul corespunzător fiecărei iterații:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2\Delta\varphi}{\omega_{i+1} + \omega_i} \quad (3.16)$$

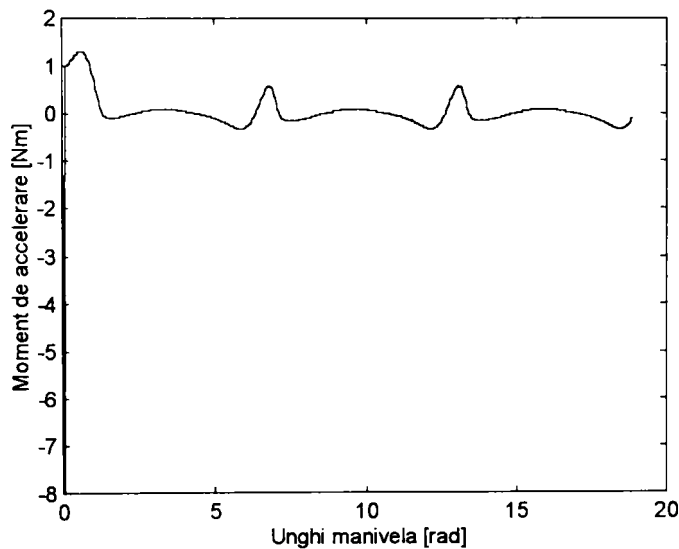


Fig. 3.22 Evoluția momentului de accelerare în raport cu unghiul manivelei motoare

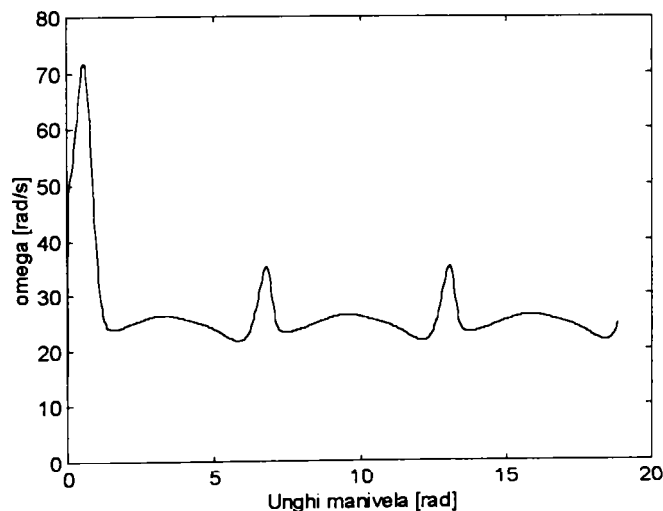


Fig. 3.23 Variația vitezei unghiulare a manivelei în raport cu unghiul de intrare

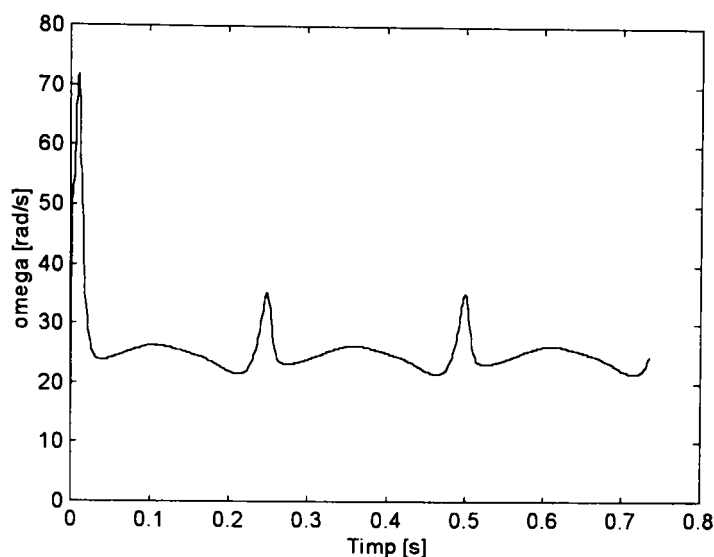


Fig. 3.24 Variația vitezei unghiulare a manivelei în raport cu timpul

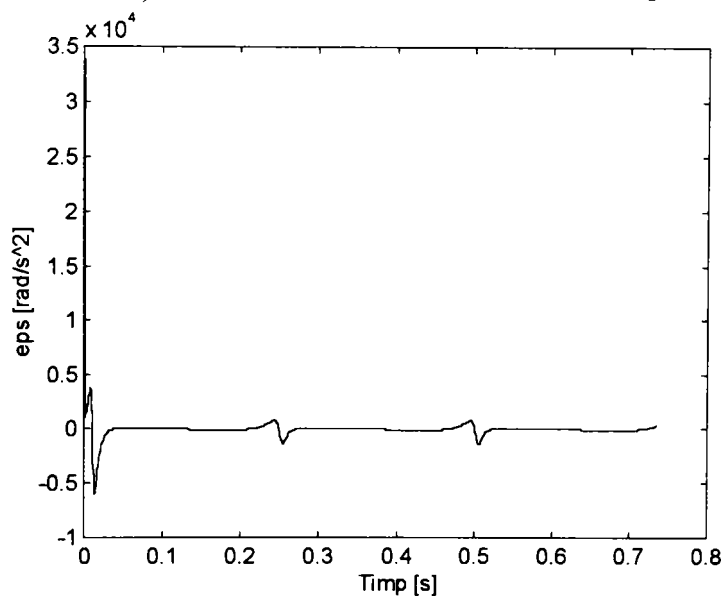


Fig. 3.25 Evoluția accelerației unghiulare motoare

Programul pentru determinarea stării reale de mișcare a mecanismului a fost elaborat în MATLAB, iar cu ajutorul acestuia s-a obținut evoluția momentului de accelerare (figura 3.22) și a vitezei unghiulare motoare (figura 3.23) în raport cu unghiul de intrare, pe parcursul a trei cicluri cinematice. De asemenea se prezintă variația vitezei unghiulare și a accelerației unghiulare a elementului motor în raport cu timpul în figura 3.24, respectiv figura 3.25. În toate cele patru grafice se constată periodicitatea fiecărui parametru.

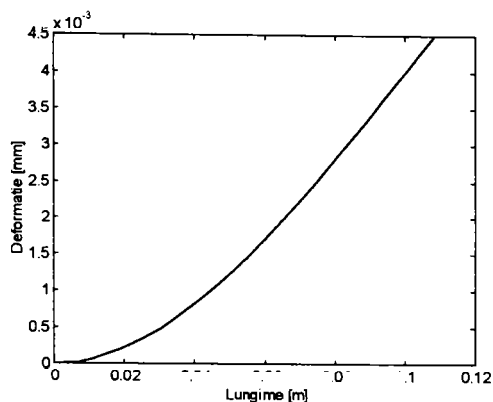


Fig. 3.26 Fibra medie deformată manivelă

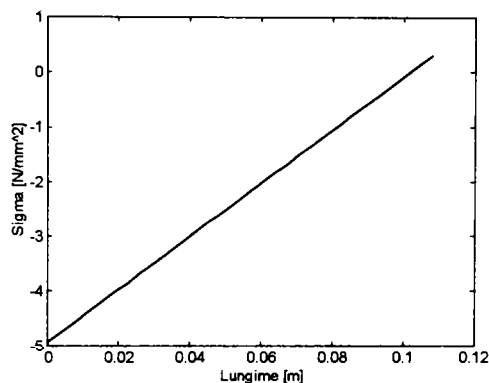


Fig. 3.27 Starea de tensiune - manivelă

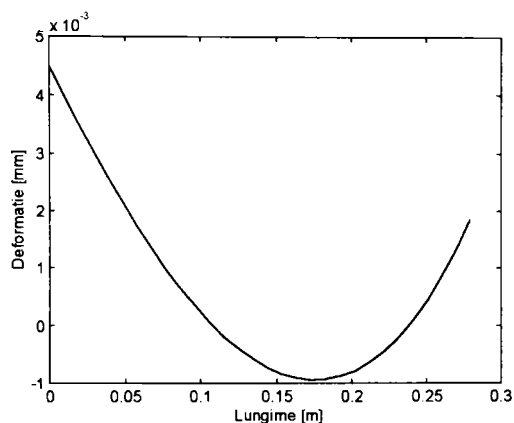


Fig. 3.28 Fibra medie deformată - biela

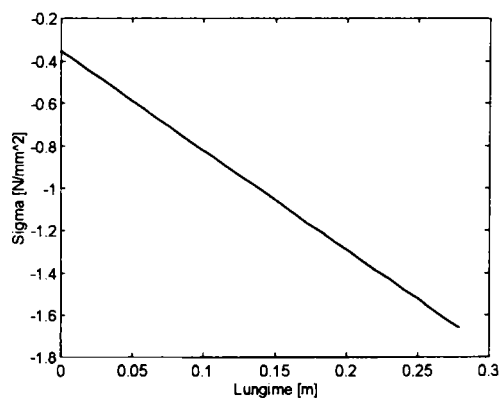


Fig. 3.29 Starea de tensiune - biela

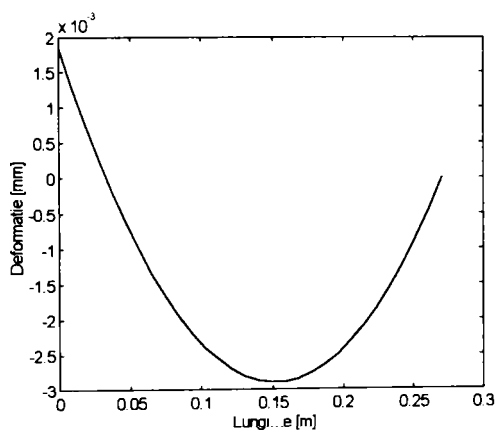


Fig. 3.30 Fibra medie deformată - balansier

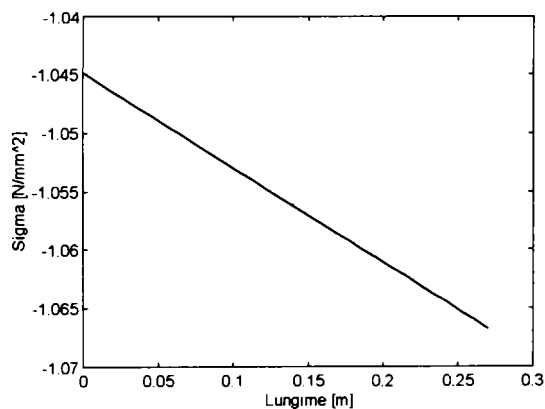


Fig. 3.31 Starea de tensiune - balansier

În faza următoare s-a efectuat analiza cu element finit a mecanismului, pentru a obține starea de deformație și tensiune din fiecare element. În figurile 3.26 – 3.31 se prezintă fibra medie deformată și starea de tensiune pentru fiecare element,

determinată pe baza relației (2.68), pentru manivelă figurile 3.26 și 3.27, pentru bielă figurile 3.28 și 3.29, respectiv pentru balansier figurile 3.30 și 3.31. Toate cele șase grafice au fost ridicate pentru valoarea unghiului manivelei motoare de zero grade.

Analizând cele trei grafice care reprezintă fibra medie deformată se constată coincidența valorilor la extremitățile elementelor, după cum era de așteptat.

Pentru a avea informații complete s-a parcurs un ciclu cinematic cu un pas de două grade, ridicându-se pentru fiecare element deplasarea transversală a punctului median, figura 3.32 se referă la manivelă, figura 3.33 la bielă, iar figura 3.34 se referă la balansier.

Se remarcă o mișcare vibratorie care se suprapune peste mișcarea elementului rigid, mai atenuată în cazul manivelei și mai pronunțată în cazul bielei și balansierului.

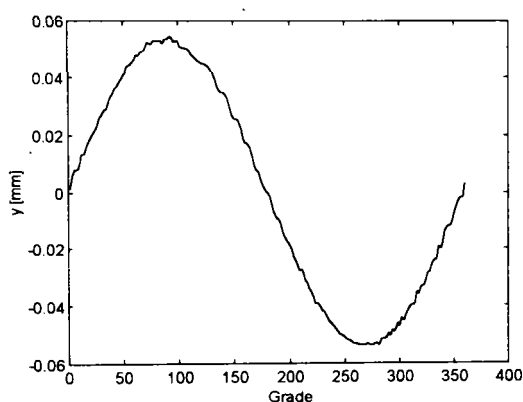


Fig. 3.32 Deplasarea transversală a punctului median al manivelei

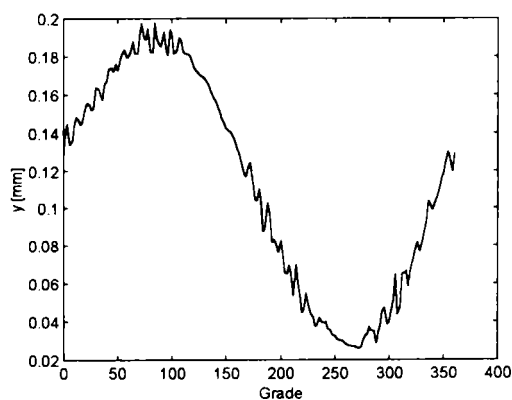


Fig. 3.33 Deplasarea transversală a punctului median al bielei

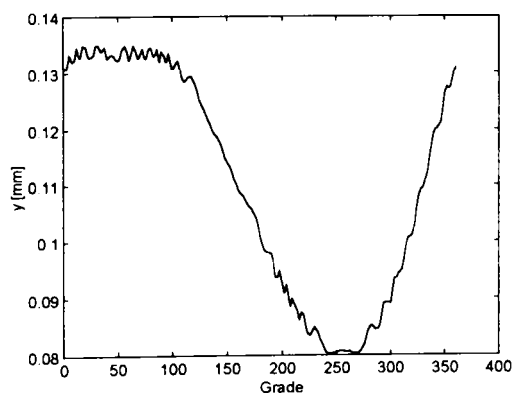


Fig. 3.34 Deplasarea transversală a punctului median al balansierului

Pentru a putea analiza această mișcare vibratorie s-au ridicat pentru fiecare element în parte mai multe grafice:

- ❑ deformația maximă, deformație care se deplasează de-a lungul elementului în timpul evoluției pe un ciclu cinematic, respectiv la fiecare iterație deformația maximă poate apare în puncte diferite
- ❑ deformația într-un punct oarecare al elementului pe parcursul unui ciclu cinematic, pentru fiecare element a fost ales punctul care în prima poziție are deformația maximă
- ❑ starea de tensiune maximă pentru fiecare iterație
- ❑ starea de tensiune a unui punct oarecare al elementului pe parcursul unui ciclu cinematic, același punct ca în cazul al doilea.

Figurile 3.35 – 3.38 se referă la manivelă, figurile 3.39 – 3.42 la bielă și figurile 3.43 – 3.46 la balansier.

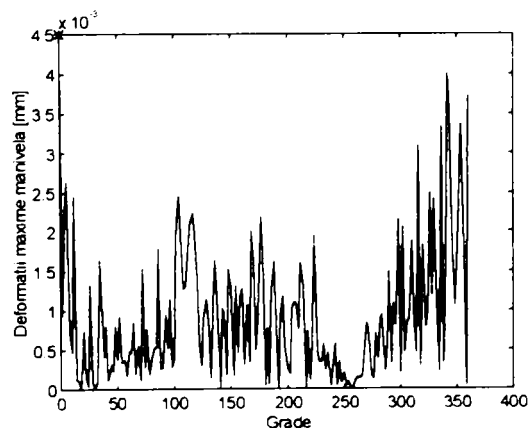


Fig. 3.35 Deformația transversală maximă a manivelei

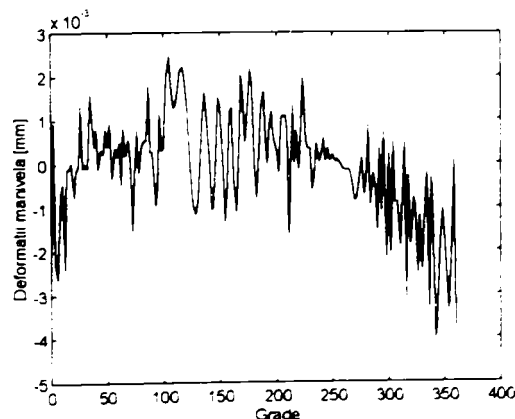


Fig. 3.36 Deformația transversală a manivelei într-un punct pe un ciclu cinematic

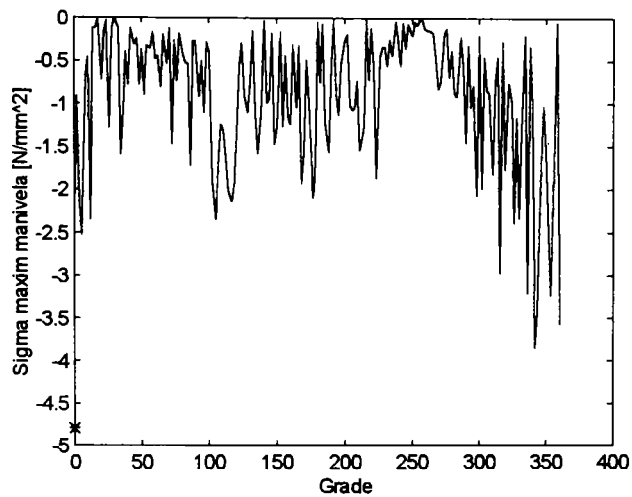


Fig. 3.37 Tensiunea maximă a manivelei pe parcursul unui ciclu cinematic

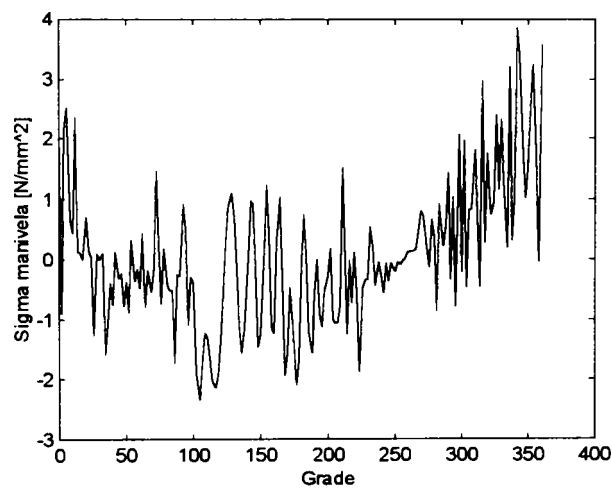


Fig. 3.38 Evoluția tensiunii manivelei într-un punct pe un ciclu cinematic

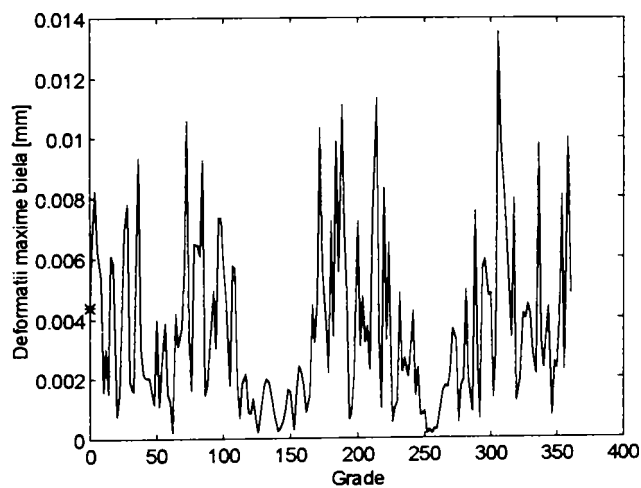


Fig. 3.39 Deformația transversală maximă a bielei pe parcursul unui ciclu cinematic

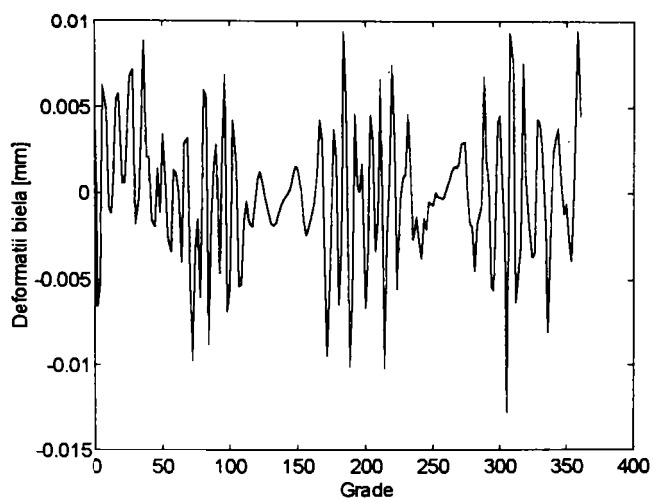


Fig. 3.40 Deformația transversală a bielei într-un punct pe parcursul unui ciclu cinematic

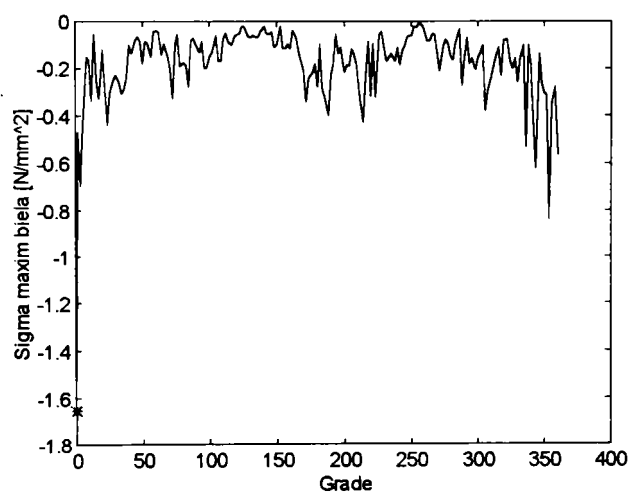


Figura 3.41 Tensiunea maximă a bielei pe parcursul unui ciclu cinematic

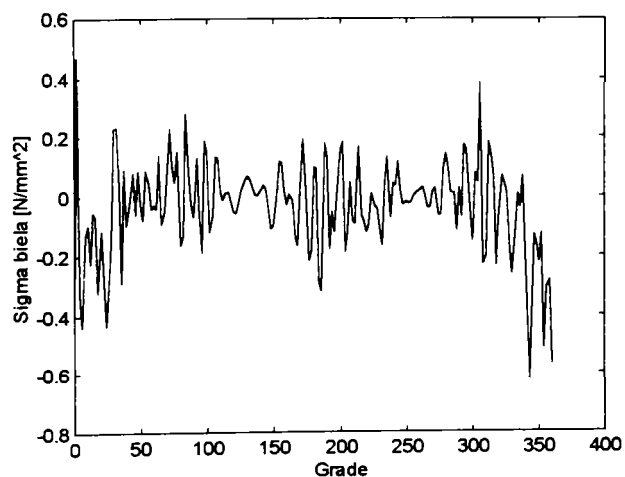


Fig. 3.42 Evoluția tensiunii bielei într-un punct pe un ciclu cinematic

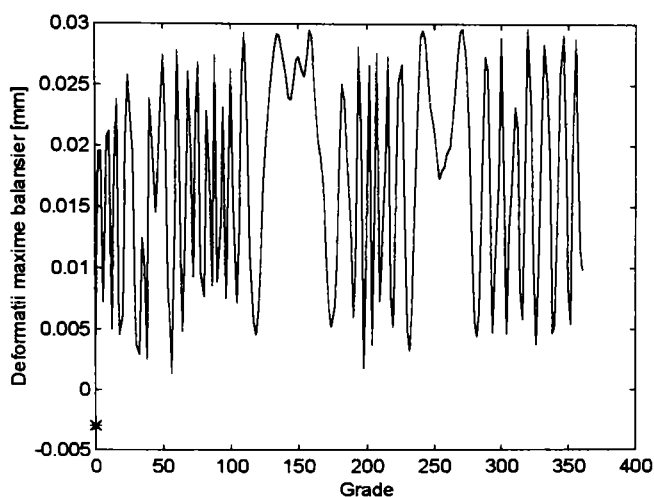


Fig. 3.43 Deformația maximă a balansierului pe parcursul unui ciclu cinematic

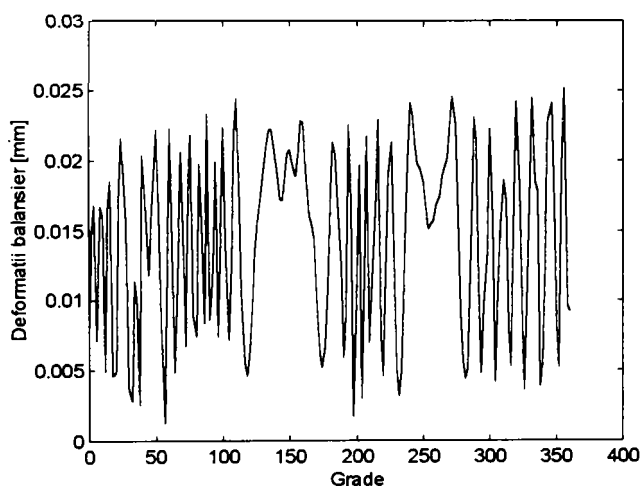


Fig. 3.44 Deformația transversală a balansierului într-un punct pe parcursul unui ciclu cinematic

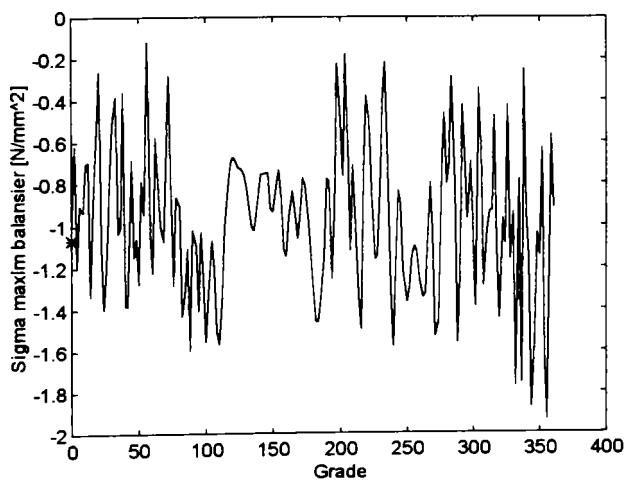


Fig. 3.45 Tensiunea maximă a balansierului pe parcursul unui ciclu cinematic

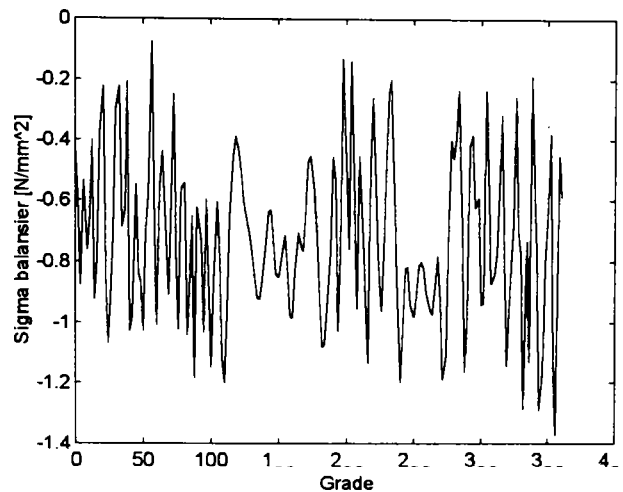


Fig. 3.46 Evoluția tensiunii balansierului într-un punct pe un ciclu cinematic

În toate cele trei cazuri, mișcarea vibratorie care apare are frecvență destul de ridicată și amplitudine scăzută (maximum $25 \mu\text{m}$ în cazul balansierului). Această mișcare vibratorie prezintă o micșorare a amplitudinii pentru manivelă și bielă, respectiv schimbări de fază pentru balansier, în jurul valorii de 50 și 250 de grade ale unghiului manivelei. În aceste zone apar puncte de maxim ale primelor trei pulsații proprii care sunt reprezentate în figurile 3.47 – 3.49. În figura 3.47 s-a reprezentat și variația momentului de inerție redus al mecanismului pentru a evidenția dependența invers proporțională dintre cele două mărimi.

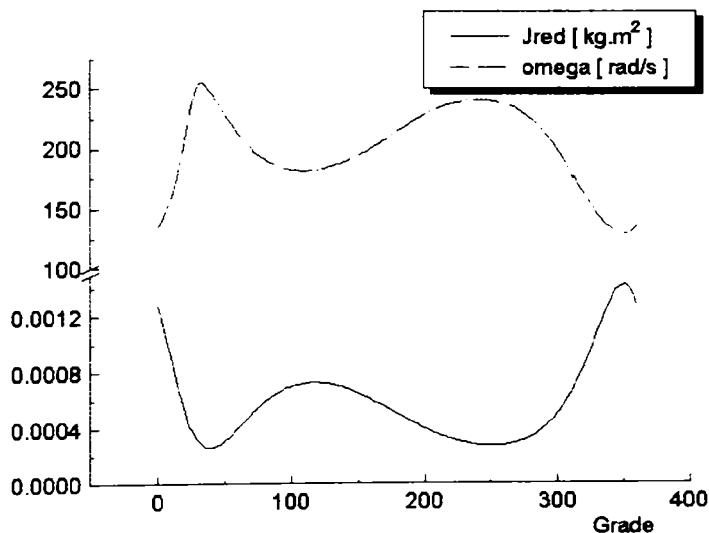


Fig. 3.47 Variația primei pulsații proprii și a momentului de inerție redus

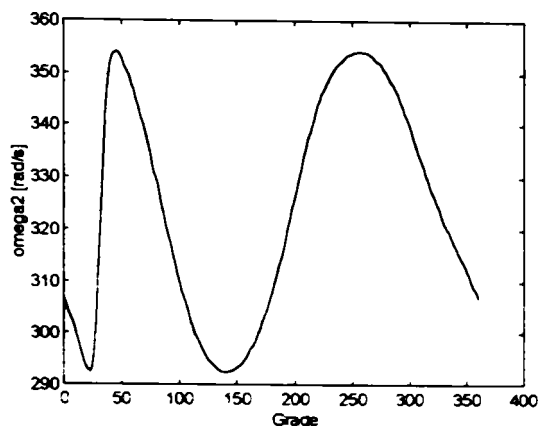


Fig. 3.48 Variația celei de-a doua pulsații proprii

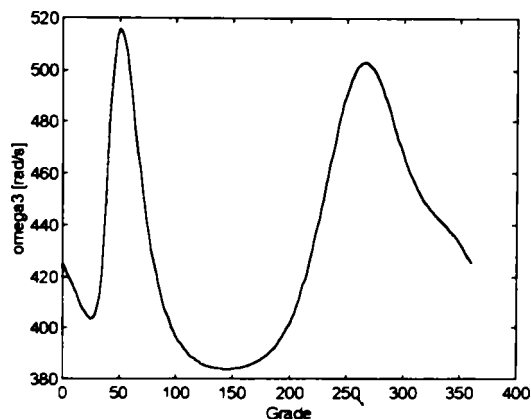


Fig. 3.49 Variația celei de-a treia pulsații proprii

În mișcarea celor trei elemente ale mecanismului, mișcarea vibratorie care apare prezintă un număr de maxime locale situat în jurul valorii 33. În literatura de specialitate, [L5], acest număr de maxime este determinat de raportul dintre prima pulsație proprie a sistemului și viteza unghiulară de antrenare a mecanismului. În cazul mecanismului investigat, acest lucru se infirmă, dar prin suprapunerea primelor trei pulsații proprii și raportarea lor la viteza unghiulară de antrenare se regăsește valoarea 33 menționată. Explicația acestui fenomen îl poate constitui faptul că primele trei pulsații proprii sunt cele care au o influență semnificativă asupra mișcării, restul valorilor fiind mult mai mari (peste 1000 rad/s).

Un alt aspect demn de semnalat este influența accelerației asupra comportării dinamice a mecanismului. Cu ajutorul programelor elaborate s-a analizat comportarea mecanismului la diferite valori ale vitezei unghiulare de intrare, respectiv diferite valori ale accelerației unghiulare. În cazul vitezei unghiulare nu se constată o anumită regulă în evoluția deformației sau a tensiunii din fiecare element în parte sau pe ansamblul mecanismului, dar în cazul modificării accelerației unghiulare apare o variație crescătoare atât a deformației maxime, cât și a tensiunii maxime din mecanism. În condițiile menținerii constante a vitezei unghiulare instantanee de antrenare și variației accelerației unghiulare, evoluția deformației maxime care apare în cazul mecanismului patrulater articulat analizat anterior, respectiv a tensiunii maxime se

prezintă în figura 3.50. O evoluție similară ca și tendință crescătoare se observă și în cazul utilizării unor elemente constitutive tip țevă, figura 3.51. Mecanismul analizat a cărui stare de deformație și tensiune se prezintă în figura 3.51, are aceeași masă cu mecanismul inițial, iar elementele au aceeași lungime și arie a secțiunii transversale.

Evident în acest caz se constată o scădere consistentă a deformației, precum și a stării de tensiune, ca urmare a creșterii momentului de inerție prin utilizarea unui profil tip țevă.

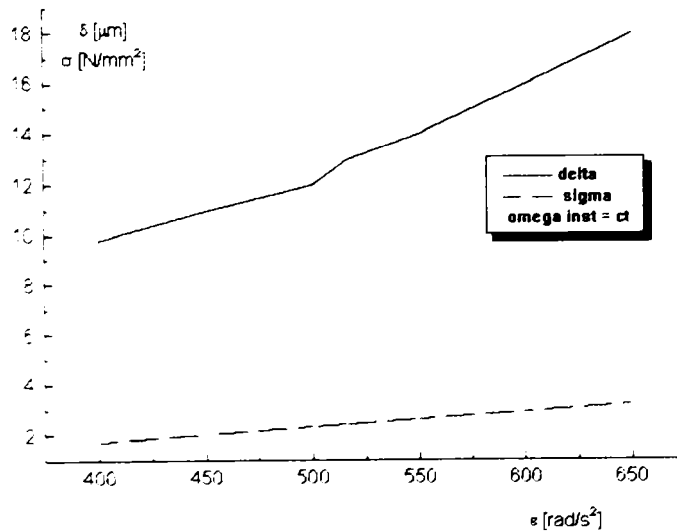


Fig. 3.50 Variația deformației și tensiunii maxime în raport cu accelerația în cazul unui profil plin

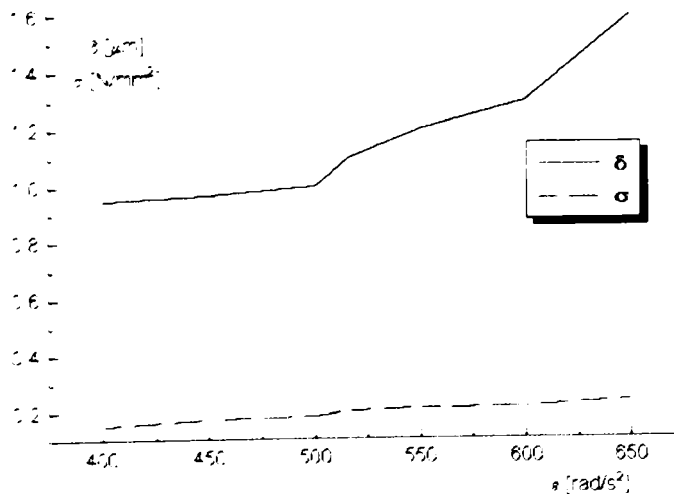


Fig. 3.51 Variația deformației și tensiunii maxime în raport cu accelerația în cazul unui profil tip țevă

3.4. Analiza sistemului de poziționare la unitățile de compact disc

Schema bloc funcțională a unei unități de compact disc (CD) este prezentată în figura 3.52. Este o schemă generală a unității de CD Player. Principalele elemente componente ale schemei sunt:

- ❑ sistemul mecanic, care asigură toate mișcările elementelor mobile
- ❑ sistemul optic, care asigură citirea optică a discului
- ❑ etajul de RF (radiofrecvență), care asigură prelucrarea semnalului de nivel redus citite de pe disc
- ❑ blocul de prelucrare a semnalelor digitale AF (audiofrecvență), care prelucrează semnalele citite până la conversia lor digitală
- ❑ blocul de comandă a servosistemelor
- ❑ sistemul de comandă și control

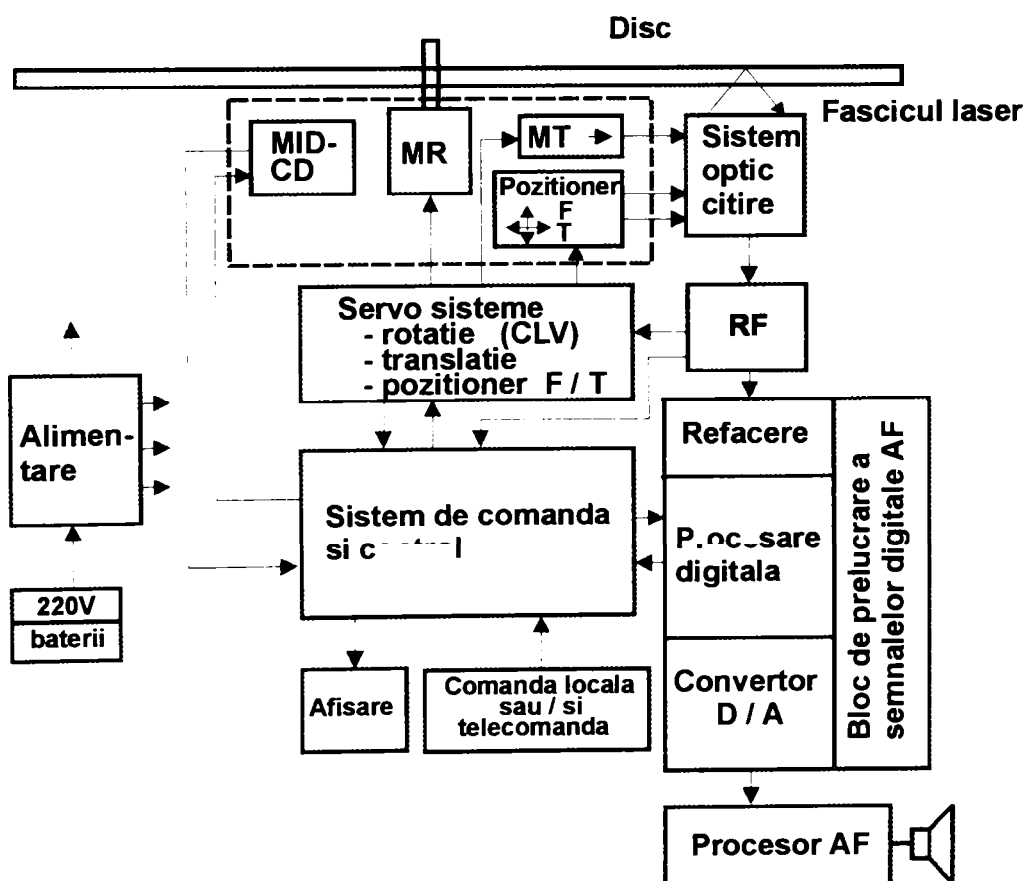


Fig. 3.52 Schema bloc a unei unități de CD

Elementele mobile ale unui CD efectuează următoarele mișcări:

- ❑ încărcarea discului, discul așezat manual pe un suport mobil este introdus automat în unitate și poziționat în vederea citirii
- ❑ rotirea discului cu turație variabilă pentru a asigura condiția de viteză liniară constantă prin fața capului de citire
- ❑ translația constantă a capului de citire pe una din razele discului, dinspre interior spre exterior. Mișcarea este corelată cu rotirea discului, rezultând o traiectorie sub formă de spirală care urmărește forma pistei
- ❑ două deplasări de mică amplitudine ale capului de citire, care compensează erorile de poziționare relativă cap – disc. Una este o deplasare pe verticală și are drept scop compensarea erorii de focalizare, iar cealaltă este pe orizontală și are ca scop corectarea erorii de urmărire (tracking) a pistei înregistrate
- ❑ descărcarea discului, prin care discul este scos din poziția de funcționare și adus într-o poziție care permite extragerea manuală.

Cele două corecții de focalizare și tracking sunt extrem de importante pentru asigurarea unui semnal corect la redare.

Datorită dimensiunilor extrem de reduse ale pistei și ale punctului focal al fascicolului laser, precizia poziției capului față de suprafața reflectorizantă a discului este de ordinul zecimilor de μm , orice eroare de poziționare putând genera reproducerea incorectă a semnalului.

În figura 3.53 este redată schematic importanța reglării precise a punctului de focalizare. Când distanța focală este bine reglată, punctul focal, cu un diametru de aproximativ $1,7 \mu\text{m}$, poate fi poziționat pe o singură pistă, (Figura 3.53a). Când focalizarea este reglată incorect, (Figura 3.53b și c), spotul fascicolului laser va avea un diametru mai mare care poate acoperi două, trei sau chiar mai multe piste. Bătaia axială a discului la rotire este de până la $0,5 \text{ mm}$, iar înălțimea unei adâncituri este de ordinul a $0,11 \mu\text{m}$, [B3].

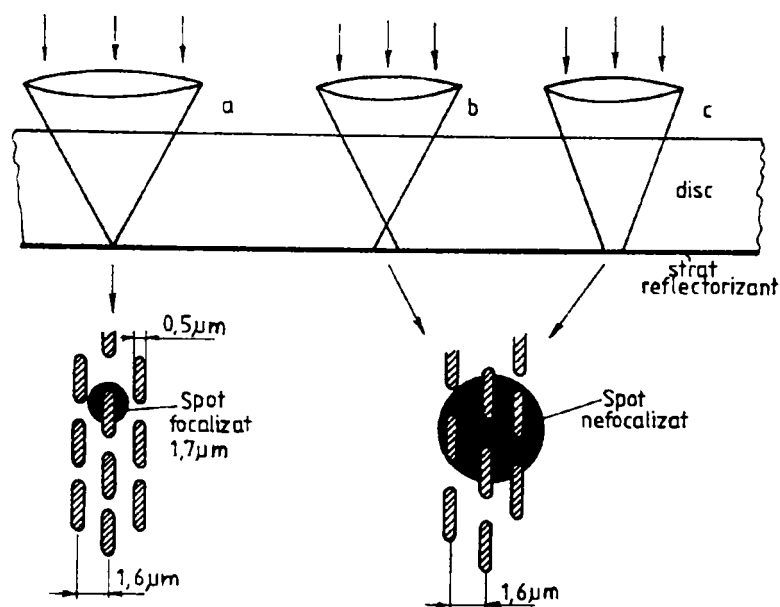


Fig. 3.53 . Focalizarea fasciculului laser pe suprafața activă a discului

Corecția de tracking este la fel de importantă ca și corecția de focalizare. Având în vedere că pista este realizată sub formă de spirală cu distanța de $1,6 \mu\text{m}$ între două spire, este imposibil ca din construcția mecanică a unității de CD să se poată asigura o precizie atât de riguroasă încât capul de citire să urmărească exact spirala. Sistemul de tracking are, în general, domeniul de lucru de $70 \mu\text{m}$ fiind comparabil cu cel de la video compact disc, [B3].

Schema bloc a capului optic de citire este prezentată în figura 3.54. Funcțiile capului de citire sunt:

- citirea semnalului digital înregistrat pe disc
- prelucrarea semnalului citit de sistemul optic
- determinarea erorii de focalizare și asigurarea unui semnal de eroare în vederea corectării ei
- determinarea erorii de tracking și asigurarea unui semnal în vederea corectării ei
- mișcarea de translație a capului în vederea parcurgerii discului după spirala pistei
- poziționarea relativă față de disc în vederea asigurării focalizării și tracking-ului corecte

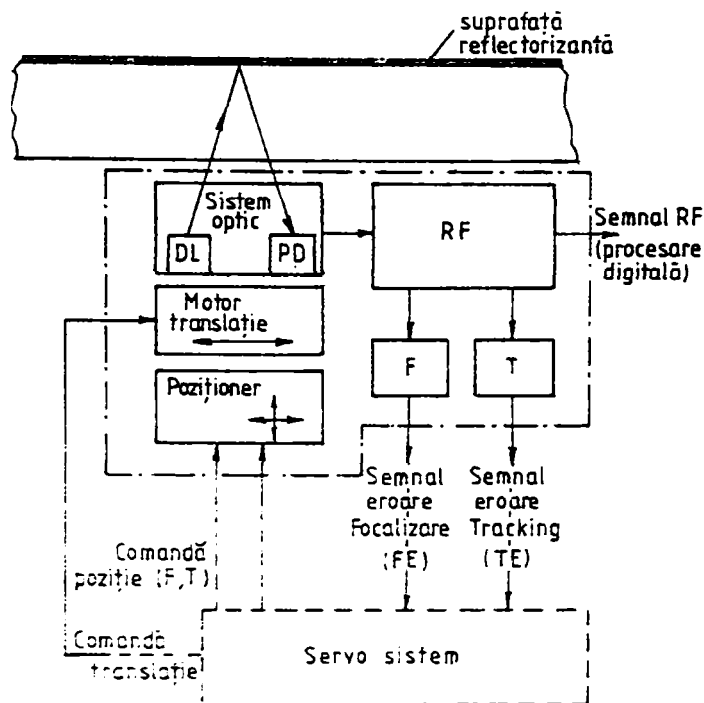


Fig. 3.54 Schema bloc a capului de citire la unitățile de CD

Elementele schemei bloc care asigură funcțiile enumerate mai sus sunt:

- a. sistemul optic, care asigură citirea discului. El conține o diodă laser și un fotodetector. La ieșirea fotodetectorului se obțin trei semnale electrice:
 - semnalul RF din care se reface semnalul digital de AF
 - semnalul de eroare a focalizării, care constituie semnalul de comandă a servosistemului de compensare a poziției capului pentru obținerea focalizării corecte
 - semnalul de eroare de tracking, care constituie semnalul de comandă a servosistemului de compensare a poziției capului față de axa pistei
- b. etajele de RF asigură prelucrarea semnalelor de la fotodetector pentru asigurarea celor trei semnale enumerate anterior
- c. motorul de translație, care asigură mișcarea liniară a capului față de disc
- d. poziționerul asigură poziționarea corectă a capului de citire față de disc. Cele două mișcări ale sale asigură precizia de zecimi sau sutimi de μm necesară unei redări de bună calitate.

Din punct de vedere optic, sistemul conține o sursă de radiație monocromatică (laser), un sistem optic de transmitere a fascicului și un element fotodetector (traductorul opto-electronic)

Există două variante de scheme optice utilizate:

- cu trei fascicule
- cu un fascicul

Sistemul optic cu trei fascicule este prezentat în figura 3.55.

Sursa de radiație este o diodă laser (1) care emite o radiație monocromatică, având lungimea de undă $\lambda = 780$ nm, la limita dintre vizibil și infraroșu. Fasciculul divergent, cu deschiderea unghiulară θ (de valoare mică), cade pe rețeaua de difracție de transmisie (2). Conform legii rețelelor de difracție, fasciculul incident este deviat după direcțiile $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, în spectrele de ordin 1, 2 și 3, aceste direcții fiind controlate prin pasul rețelei. Practic, se realizează o divizare a fascicului provenit de la sursă în trei fascicule: unul central, care urmează a fi utilizat pentru citirea propriu-zisă și determinarea erorii de focalizare și două fascicule laterale utilizate pentru determinarea erorii de tracking.

Cele trei fascicule traversează cubul divizor (3), format din două prisme triunghiulare identice. Datorită poziției prismelor și unghiului de incidență a cărei valoare este controlată, fasciculul incident traversează integral cubul și ajunge în colimatorul (4), care are rolul de a realiza un fascicul paralel. Traversarea mediilor optice dense (cubul și lentilele colimatorului) conduce la polarizarea slabă a radiației. Procesul de polarizare este accentuat prin introducerea pe traseul optic a lamei sfert de undă (5), care polarizează eliptic radiația. Aceasta străbate poziționerul (6), care conține o lentilă convergentă cu rol de obiectiv de focalizare și cade pe suprafața reflectantă a discului (7). Sistemul optic este astfel calculat încât unghiul de incidență pe suprafața reflectantă să fie egal cu unghiul Brewster, ceea ce asigură o reflectanță maximă, datorită polarizării prin reflexie. Fasciculul reflectat parcurge un traseu invers prin poziționer, lama sfert de undă, după care radiația este complet liniar polarizată,

colimator și cubul divizor. Unghiul de incidență pe suprafața de contact a prismelor are o valoare în jurul valorii limită, astfel încât cea mai mare parte a radiației este reflectată total. Fasciculul reflectat cade pe lentila cilindrică (8), care transmite radiația spre detectorul spotului central (9) și detectorul spoturilor laterale (10).

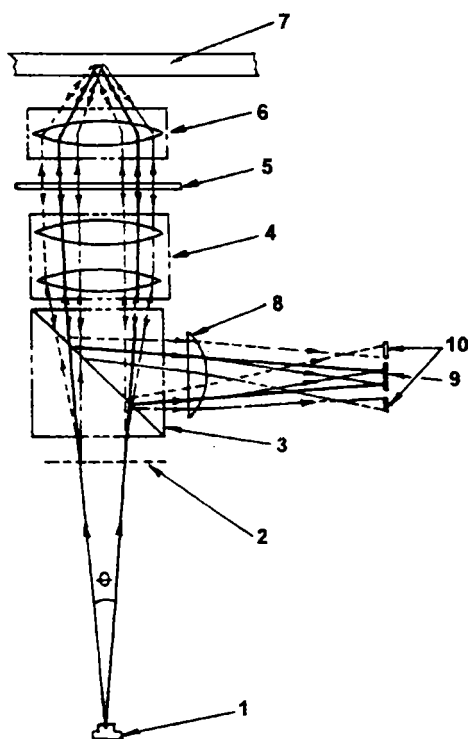


Fig. 3.55 Sistem optic de citire cu trei fascicule

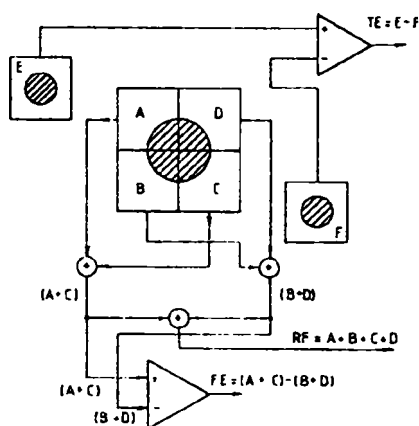


Fig. 3.56 Structura detectorului în infraroșu pentru sistemul cu trei fascicule

Detectorul fotoelectric utilizat (figura 3.56) conține șase fotoelemente, notate A–F. Cele patru fotoelemente centrale A, B, C și D servesc citirii propriu-zise a informației de pe disc și pentru determinarea erorii de focalizare a fasciculului.

Informația este înregistrată pe disc sub formă digitală. Practic, suprafața acestuia este o succesiune de adâncituri și microproeminențe care corespund valorilor digitale 0 și 1. Realizarea proeminențelor și adânciturilor implică un procedeu fotochimic de prelucrare a unui strat fotosensibil cu grosime inițială constantă. Fixarea și protejarea profilului înregistrat se face prin depunerea unui strat transparent, al cărui indice de refracție trebuie avut în vedere la calculul optic (Figura 3.57).

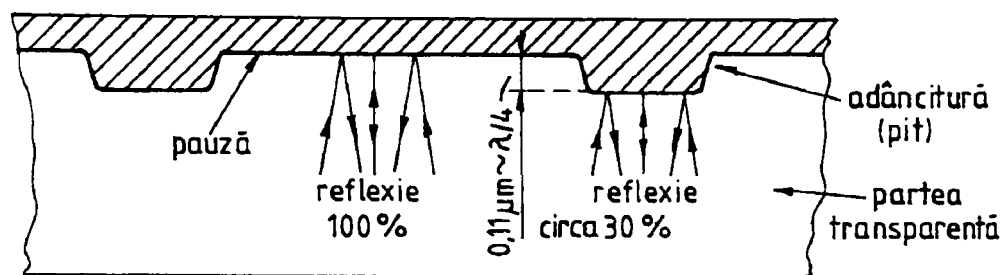


Fig. 3.57 Reflexia fascicului laser pe suprafața reflectorizantă

Citirea optică propriu-zisă are la bază fenomenul de interferență. În zonele de pauză, pe care este focalizat fasciculus, reflexia este speculară și totală rezultând o valoare maximă a intensității radiante în fasciculus reflectat. Atunci când în calea acestuia apare o proeminență, condiția de focalizare nu mai este îndeplinită, astfel încât reflexia are un caracter difuz, ceea ce conduce la scăderea intensității în fasciculus reflectat. În plus, înălțimea proeminențelor este de aproximativ un sfert din lungimea de undă, astfel încât diferența de drum între razele reflectate de proeminențe și zonele mai joase este de $\lambda/2$ rezultând minime de interferență în fasciculus reflectat. Prin fenomenele de difuzie și interferență controlată se obține un raport al intensităților radiante maximă și minimă de trei, ceea ce convine din punct de vedere electric. Se observă faptul că modul de citire prezentat este aplicabil numai în lumină monocromatică, de unde rezultă și condiția ca sursa de radiație să fie de tipul laserului.

Fasciculus reflectat, de intensitate variabilă este transmis de sistemul optic pe fotoelementele A -D. Semnalul electric dat de detector este suma semnalelor date de cele patru fotocelule, acestea fiind proporționale cu intensitatea radiantă a fasciculusului care cade pe ele.

Fasciculus central, pe lângă citirea informației, asigură și determinarea erorii de focus (Figura 3.58). Pentru aceasta este utilizată proprietatea unei lentile asferice (cu un dioptru cilindric) de a avea două focare distincte în plan meridional și sagital. În focarul meridional imaginea unui fasciculus paralel este un segment vertical, iar în focarul sagital este un segment orizontal. Între cele două focare imaginea are secțiune eliptică variabilă, existând o singură abscisă pe axa optică, în care secțiunea imaginii

este un cerc. Cele patru fotoelemente sunt plasate astfel încât suprafața lor să coincidă cu planul în care imaginea dată de lentila asferică este circulară. Orice modificare a distanței dintre suprafața discului și obiectiv are ca rezultat transformarea cercului imagine în elipsă. Sesizarea acesteia din punct de vedere electric se face prin diferența semnalelor $(A+C) - (B+D)$, rezultate prin însumarea pe diagonală a semnalelor date de cele patru fotoelemente. Diferența negativă, respectiv pozitivă corespunde depărtării discului de planul focal și respectiv apropierii discului de obiectiv, la o distanță mai mică decât cea focală. Ca urmare, forma spotului, mărimea și înclinarea axelor elipsei sunt o măsură a erorii de focalizare. Semnalul diferențial comandă servosistemul de corectare a erorii de focus.

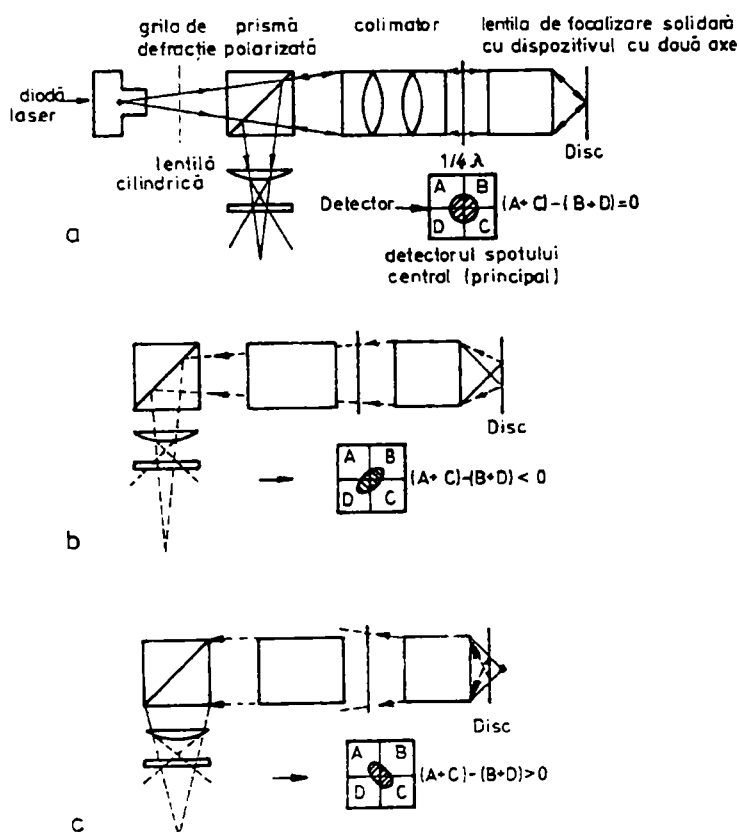


Fig. 3.58 Detectarea erorii de focalizare

Pentru determinarea erorii de tracking și corectarea acesteia se utilizează fotoelementele E și F. La poziția corectă a subsansamblului poziționar față de pistă, cele două spoturi secundare încadrează spotul central și sunt deplasate longitudinal

față de acesta cu aproximativ $20 \mu\text{m}$, (Figura 3.59). În acest caz fotoelementele E și F sunt egal iluminate, semnalul electric dat de ele este egal, iar diferența de semnal $E - F = 0$. Poziționarea incorectă a cititorului la stânga sau la dreapta pistei conduce la iluminarea inegală a fotoelementelor și apariția unui semnal diferență pozitiv sau negativ (Figura 3.60), utilizat pentru comandarea servosistemului de corectare a erorii de tracking.

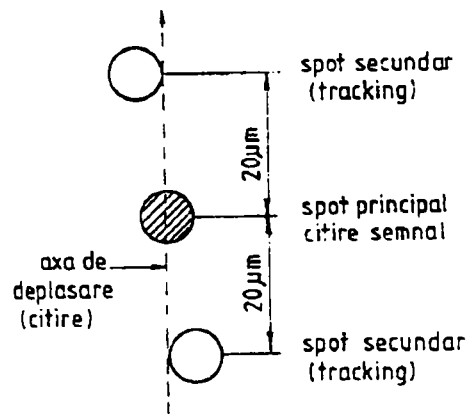


Fig. 3.59 Poziția relativă a celor trei spoturi la citirea discului

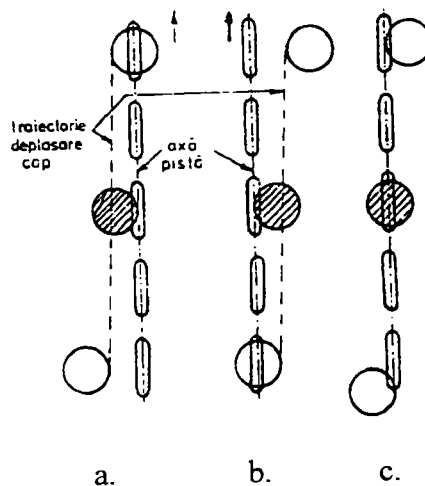


Fig. 3.60 Poziționarea celor trei spoturi la citirea unei piste a. b – poziționare incorectă, c – poziționare corectă

Sistemul optic cu un singur fascicul, prezentat în figura 3.61 este identic ca principiu de citire cu cel cu trei fascicule. Din punct de vedere constructiv lipsește rețeaua de difracție astfel încât lipsesc fasciculele laterale. Sistemul de detecție conține patru sau șase fotoelemente, cele două suplimentare având rolul de a mări suprafața de captare a radiației (Figura 3.62).

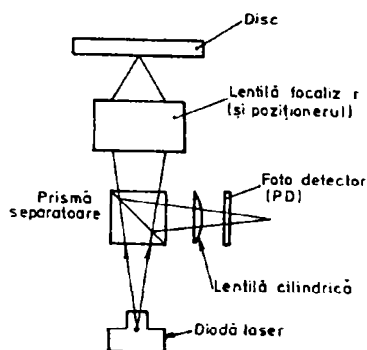


Fig. 3.61 Sistem optic de citire cu un singur fascicul

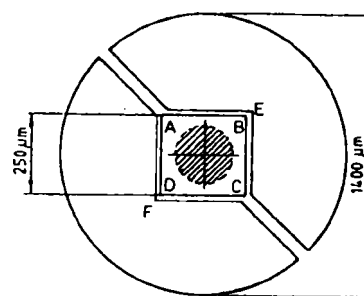


Fig. 3.62 Structura detectorului foto pentru sistemul optic cu un fascicul

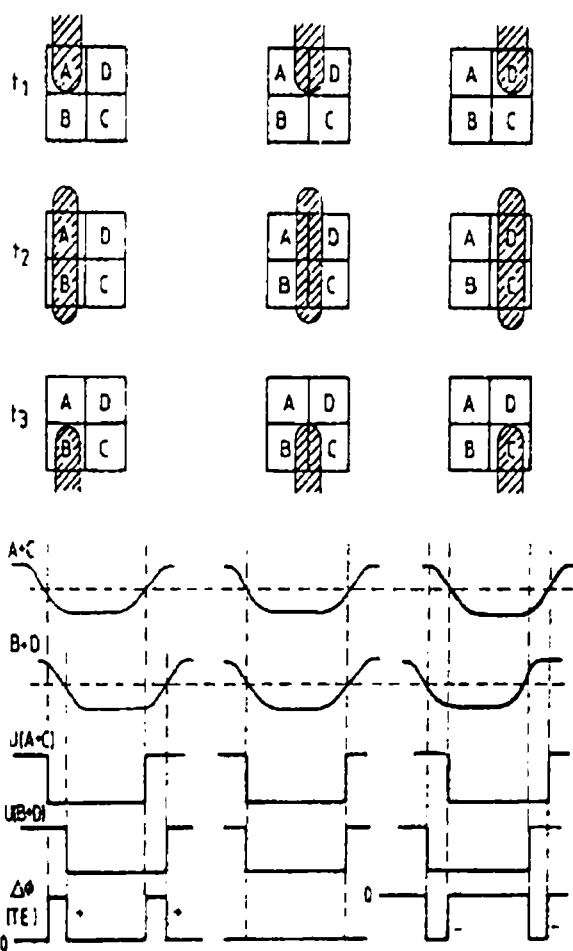


Fig. 3.63 Determinarea erorii de tracking prin metoda comparării fazei semnalelor

Cele patru fotoelemente centrale A–D furnizează toate cele trei semnale necesare citirii (RF), erorii de focus (FE) și erorii de tracking (TE). Semnalul de citire, RF, rezultă ca și în cazul anterior prin însumarea semnalelor date de A, B, C și D. Eroarea de focus este sesizată prin diferența $(A+C) - (B+D)$ ca și la cititorul cu trei fascicule. Pentru ghidarea capului de citire se utilizează o metodă bazată pe compararea fazei semnalelor folosite pentru stabilirea erorii de focalizare, diferența de fază constituind semnalul de eroare de tracking (Figura 3.63).

Mecanismul analizat din punct de vedere al comportamentului dinamic este sistemul de poziționare. Principiul său de funcționare este prezentat în figura 3.64.

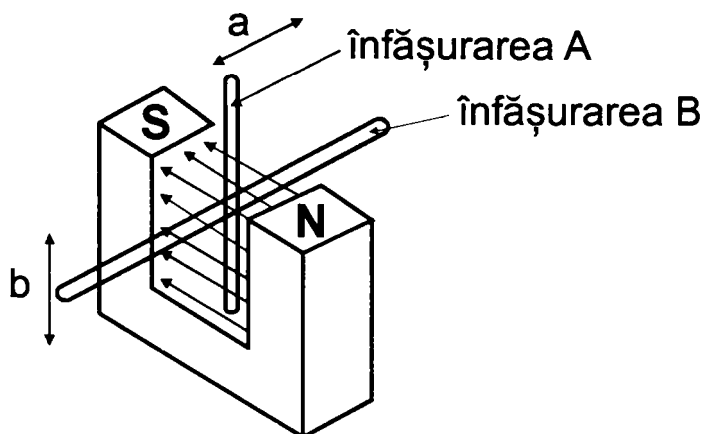


Fig. 3.64 Principiul de funcționare al sistemului de poziționare

Funcționarea sa are la bază interacțiunea dintre un câmp magnetic permanent și un câmp magnetic generat de o bobină prin care trece curent electric. De fapt, după cum se constată din figură, sistemul constă dintr-un magnet permanent între poli cărui sunt plasate două înfășurări, reprezentate în figură printr-un singur fir conductor. Înfășurările sunt perpendiculare una pe cealaltă și perpendiculare pe liniile de forță ale câmpului magnetic permanent.

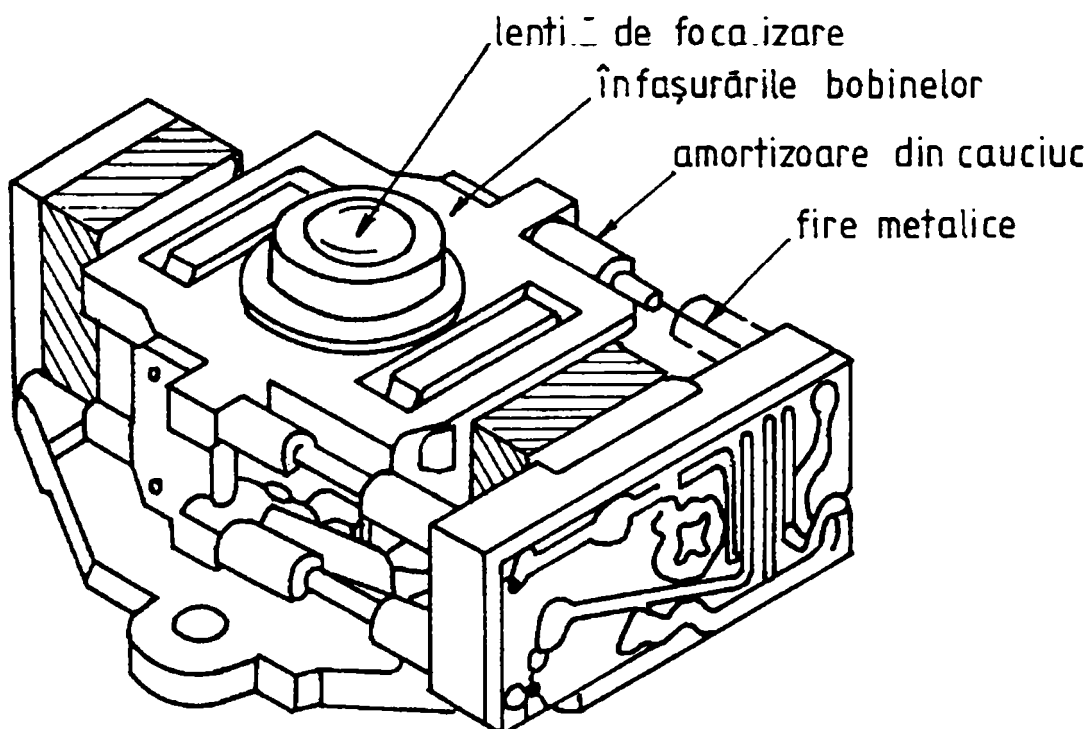


Fig. 3.65 Construcția sistemului de poziționare din capul optic de citire

O variantă constructivă a unui astfel de sistem de poziționare este prezentată în figura 3.65. Partea fixă a sistemului (magnetul permanent) este solidară cu capul optic, iar partea mobilă (cele două înfășurări) este solidară cu lentila de focalizare. Fixarea elastică a bobinei de partea fixă se poate face cu patru fire metalice, care asigură atât elasticitatea sistemului, cât și contactele electrice necesare pentru alimentarea celor două bobine sau prin intermediul unor arcuri nemetalice, de tip elastomeri, care conferă avantajul unei amortizări ridicate. Mecanismul investigat a fost cu arcuri nemetalice.

Schematic, mecanismul investigat, cu dimensiunile aferente, este prezentat în figura 3.66. Masa echipajului mobil este de 1,1 g. În cadrul analizei cu element finit, fiecărei bară, având secțiunea circulară cu $\phi = 0,9$ mm, a fost discretizată în opt elemente finite tip grindă, iar toate cele patru bare s-au considerat încastrate la ambele capete.

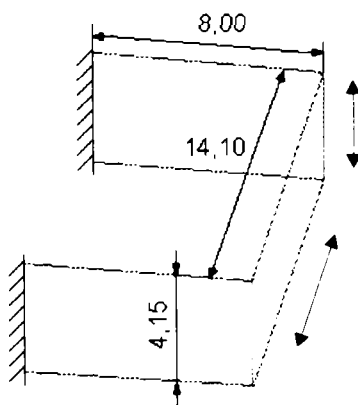


Fig. 3.66 Schema cinematică a mecanismului sistemului de poziționare

Pentru analiza comportării dinamice s-a conceput o aplicație în MSC/NASTRAN. Modelul discretizat este prezentat în figura 3.67. Se remarcă nodurile, marcate cu *, în număr de 36, 33 de elemente (32 tip grindă și unul tip placă), iar la extremitatea fiecărei arc se observă restricțiile aplicate.

În prima fază s-a analizat mișcarea de focalizare. În acest scop, pe baza unor determinări experimentale prezentate în capitolul 5, s-a stabilit mărimea forței electromagnetice din bobină care să determine o deplasare de aproximativ 25 μm .

Forța a fost redusă la cele patru extremități ale elementului tip placă. În urma analizei s-a constatat că valoarea deformației maxime este de $21 \mu\text{m}$, ceea ce denotă corectitudinea determinărilor experimentale. În figura 3.68 se prezintă structura deformată în una din poziții extreme. Se remarcă faptul că mișcarea parazită, în lungul axei Ox este nesemnificativă ca și valoare. La mișcarea de amplitudine maximă a mișcării de focalizare de $0,25 \text{ mm}$, deplasarea de-a lungul axei Ox este de doar $7,8 \mu\text{m}$.

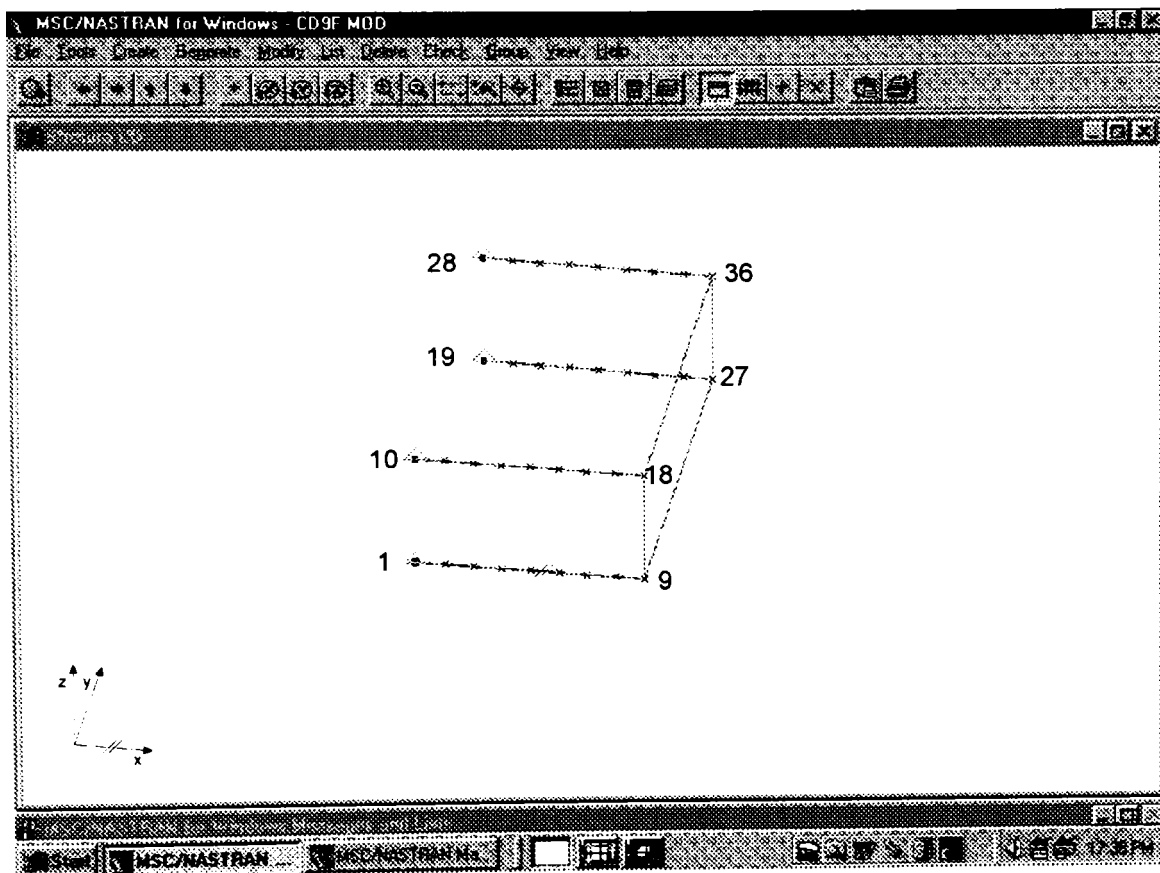


Fig. 3.67. Modelarea sistemului de poziționare

În figura 3.69 este prezentată starea de tensiune în cele patru grinzi, iar în figura 3.70 se prezintă evoluția deformației în raport cu fiecare nod existent. Cele patru curbe identice care apar, sunt tocmai fibrele medii deformației ale elementelor tip arc, nodurile 1, 10, 19 și 28 fiind cele din încastrări.

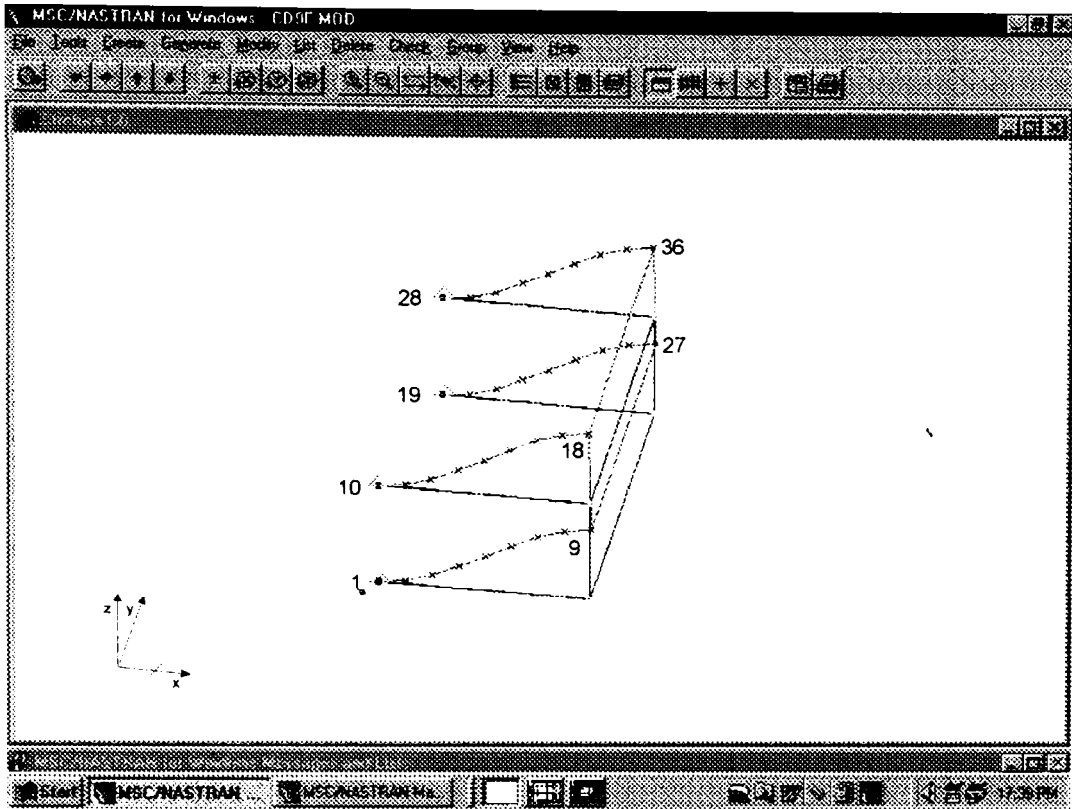


Fig. 3.68. Mișcarea de focalizare – poziție extremă

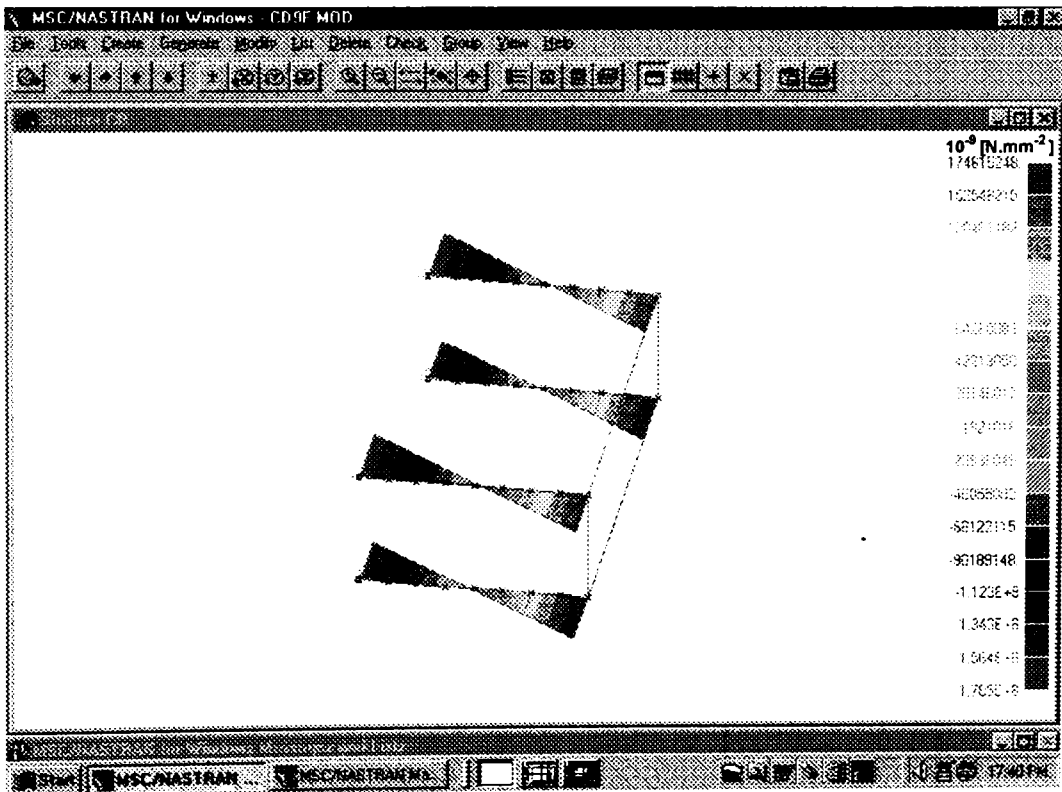


Fig. 3.69 Starea de tensiune la mișcarea de focalizare

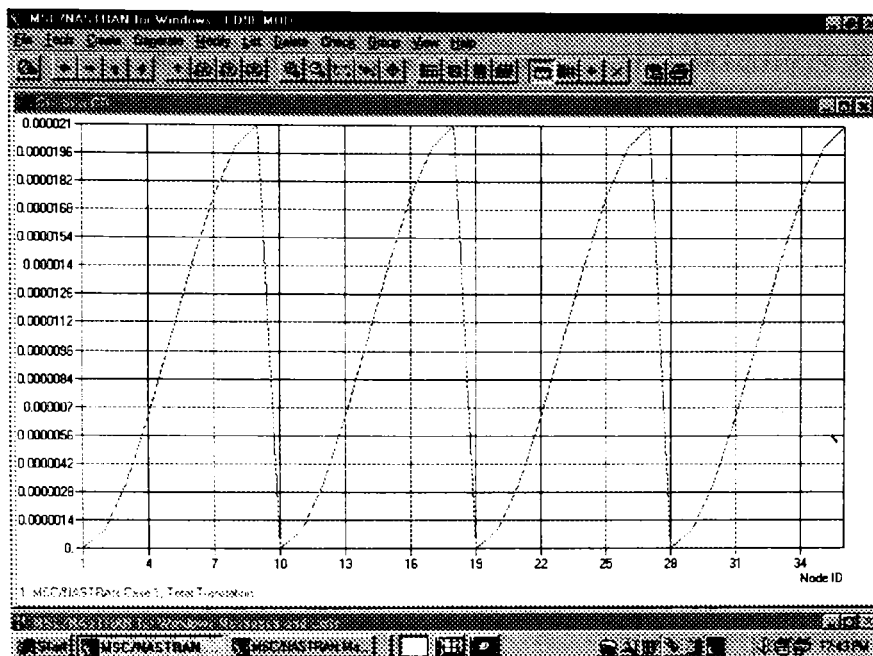


Fig. 3.70 Deformația în raport cu nodurile rețelei

În faza a doua s-a studiat mișcarea pentru tracking. În acest caz s-a aplicat forța paralelă cu axa Oy . Evident, structura discretizată a fost aceeași. În figura 3.71 se prezintă structura în una din cele două poziții extreme. Amplitudinea maximă pentru mișcarea de tracking este de $35 \mu\text{m}$ și în acest caz apare o deplasare pe axa Ox de $0,15 \mu\text{m}$.

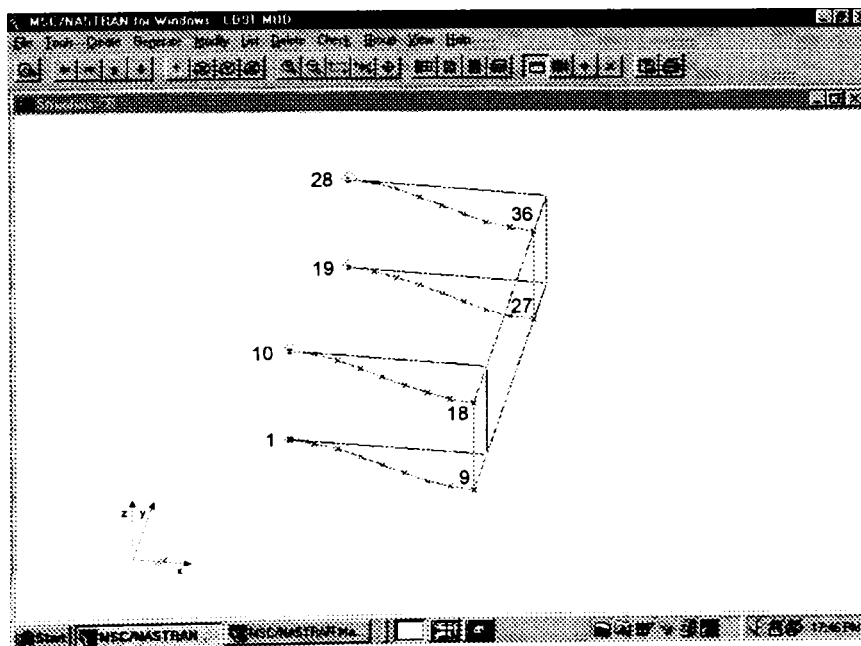


Fig. 3.71. Mișcarea de tracking – poziție extremă

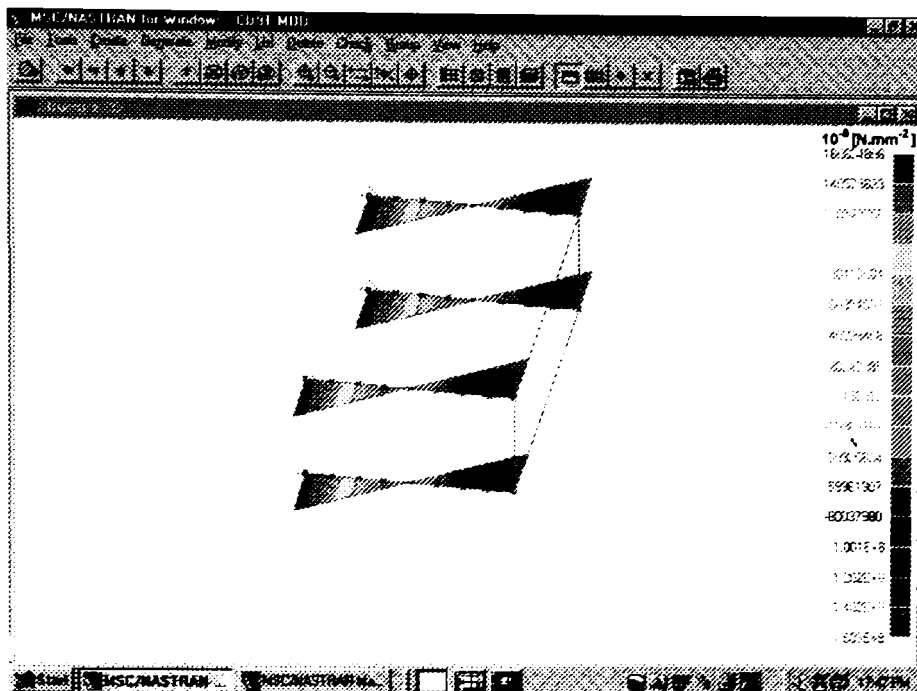


Fig. 3.72. Starea de tensiune la mișcarea de tracking

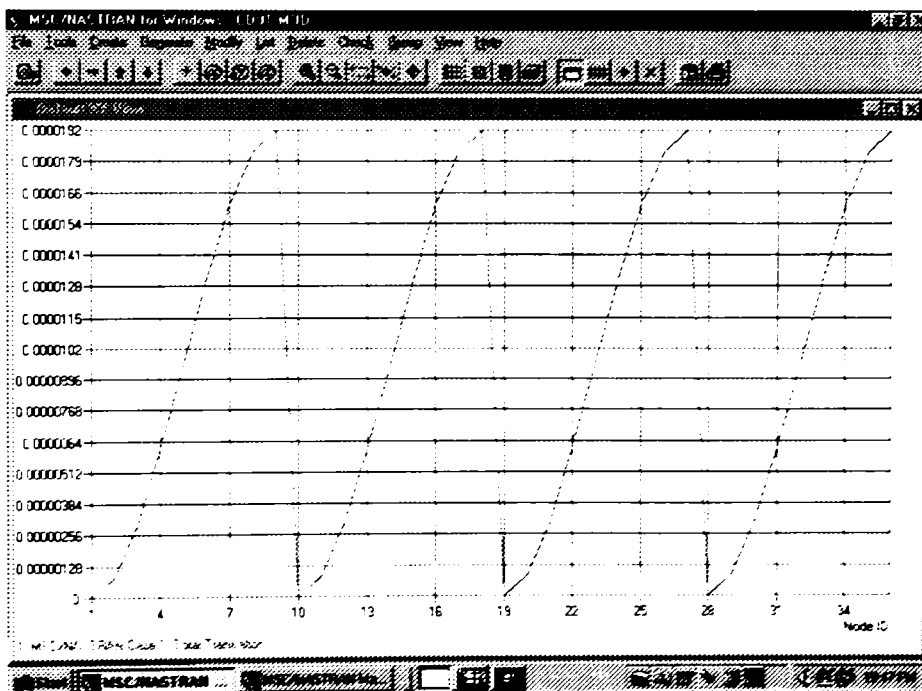


Fig. 3.73. Deformația în raport cu nodurile rețelei

În finalul analizei s-au aplicat ambele forțe simultan, atât forța pentru mișcarea de focalizare, cât și forța pentru mișcarea de tracking. În acest caz de compunere a celor două forțe, se remarcă deplasarea plăcii și implicit a lentilei într-o mișcare de translație plan-paralelă, una din pozițiile extreme fiind vizualizată în figura 3.74. În

figura 3.75 se prezintă starea de tensiune a elementelor tip grindă, iar în figura 3.76 este prezentată variația deformației în raport cu nodurile rețelei de discretizare, de fapt fibra medie deformată.

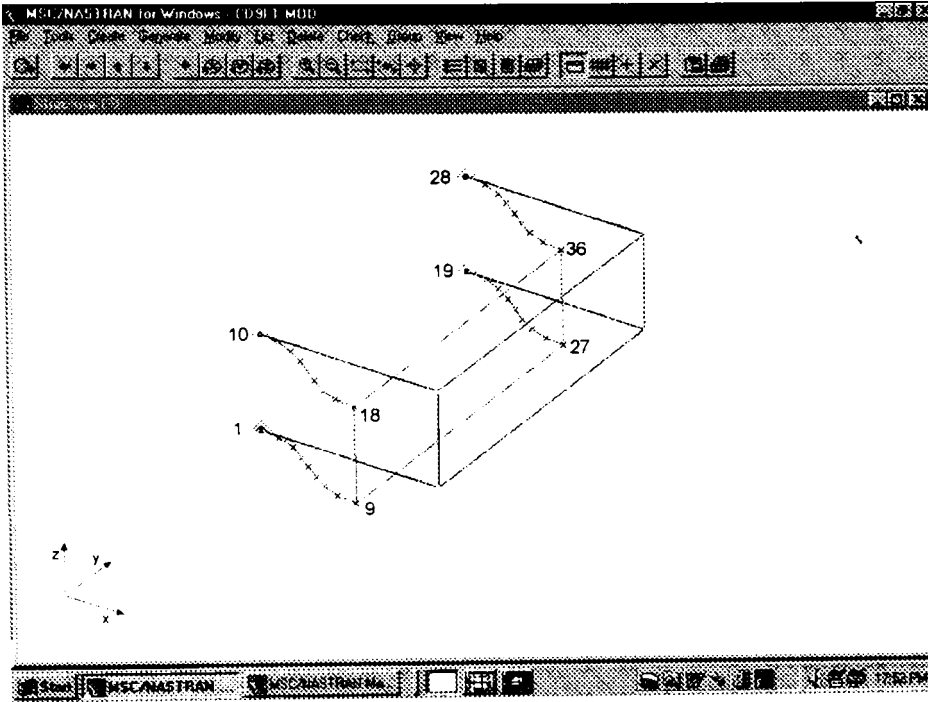


Fig. 3.74. Mișcarea de focalizare și tracking – poziții extreme

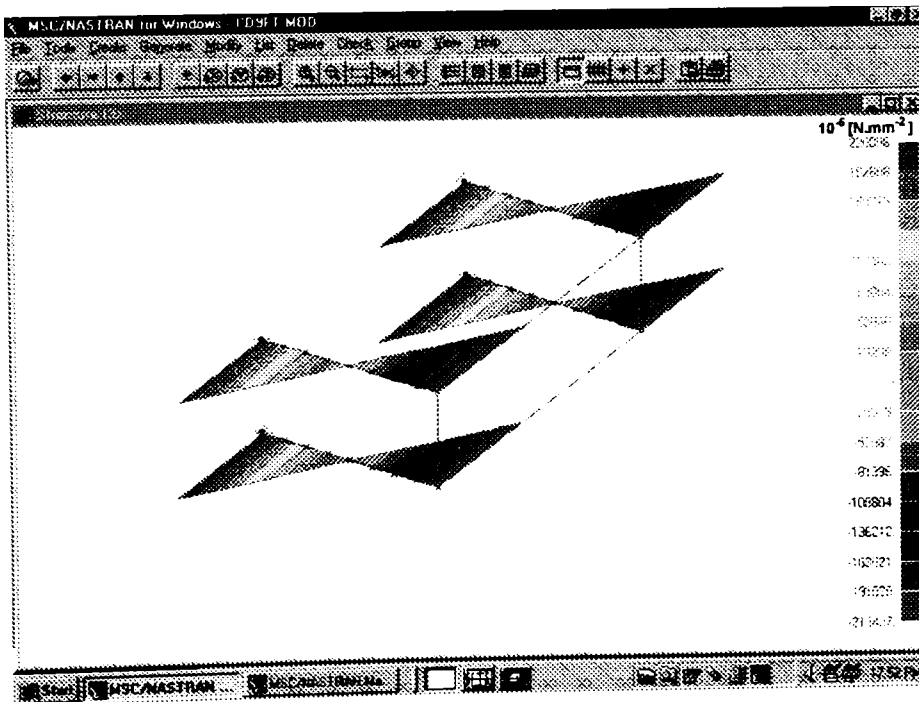


Fig. 3.75. Starea de tensiune la mișcarea combinată

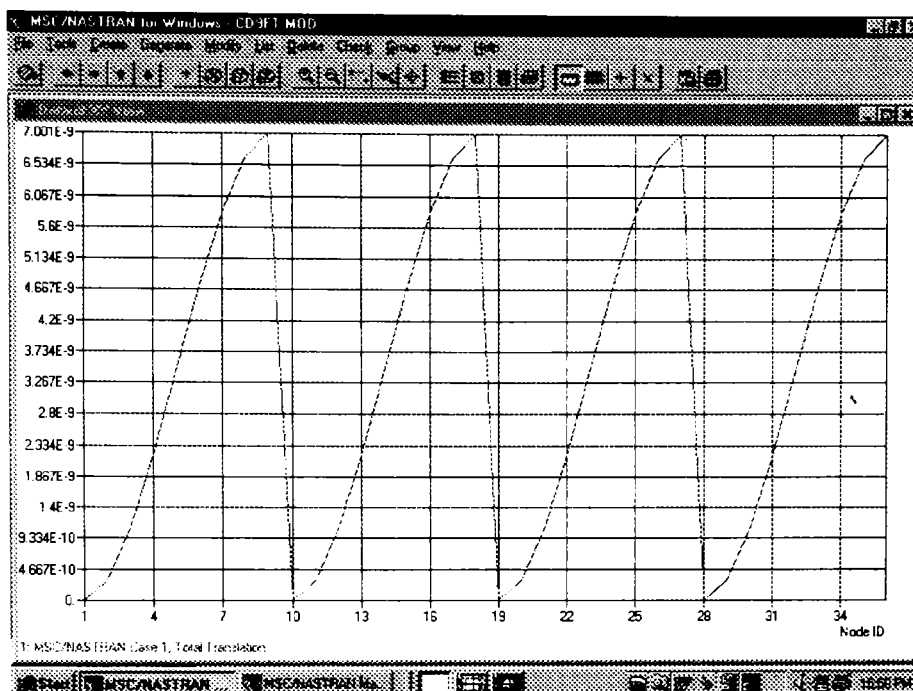


Fig. 3.76. Deformația în raport cu nodurile rețelei

Sistemul de poziționare analizat se încadrează în categoria mecanismelor de mare promptitudine, el având timpul de răspuns de aproximativ 232 ns.

Ca o concluzie a celor prezentate se poate afirma că în cazul analizei mecanismelor plane rapide cu bare, programele concepute se dovedesc utile putând investiga intimitatea proceselor care apar. În cazul mecanismelor cu bare spațiale s-a preferat apelarea la un program profesionist de analiză cu element finit deoarece în acest caz matricile elementale se dublează ca volum (12×12 – câte șase grade de libertate la fiecare nod), ceea ce ar fi îngreunat procesul de calcul datorită structurii de date mult mai ample. În același timp, mărirea dimensiunilor matricilor duce la creșterea șanselor de apariție a multor zerouri, ceea ce determină o sensibilitate deosebită față de metodele numerice aplicate.

Trebuie remarcat faptul că programele concepute permit investigarea oricărui mecanism plan cu bare, ele fiind concepute pentru cazul general, și pot fi aplicate atât la mecanisme care lucrează în domeniul deformațiilor mici, cât și în domeniul deformațiilor mari.

Un alt avantaj pe care îl oferă, îl constituie utilizarea unor funcții de interpolare de gradul al treilea pentru elementele tip grindă (obținute pe baza teoriei grinzilor), spre deosebire de MSC/NASTRAN care lucrează cu funcții de interpolare liniare. Din acest motiv pentru a putea obține fibra medie deformată a unui element binar este necesar să se modifice pasul de discretizare pentru a avea un număr suficient de mare de noduri, care să asigure o bună aproximare, fapt care determină un consum mare de memorie.

Capitolul 4

Optimizarea mecanismelor cu bare

4.1. Modele de optimizare aplicate la proiectarea mecanismelor cu bare

În majoritatea domeniilor tehnice, proiectarea unui anumit reper, dispozitiv sau instalație poate fi făcută în mai multe alternative, în funcție de criteriile care stau la baza proiectării. Oricare ar fi aceste criterii, rezultatul proiectării conduce la alegerea unor valori pentru variabilele de proiectare, care pot fi mărimi de natură fizică diferită: lungimi, temperaturi, presiuni, etc. În munca de proiectare apare aspectul optimizării, deoarece aceste valori pot fi alese într-o gamă largă, cu condiția satisfacerii unor limitări sau restricții. Metodele și tehnicile aplicate pentru determinarea soluției optime sunt cele dezvoltate în programarea matematică. În formularea problemei de programare matematică, obiectivul asupra căruia se concentrează atenția apare sub forma unei funcții, denumite funcție obiectiv. Formularea modelului matematic pentru orice problemă de optimizare constă din trei aspecte de bază: variabilele de proiectare, funcția obiectiv și restricțiile.

Variabilele de proiectare reprezintă un număr de mărimi prin intermediul cărora este descrisă configurația structurală, proprietățile mecanice sau fizice ale materialelor, etc. Aceste variabile sunt ierarhizate pe diferite niveluri, astfel o primă categorie o constituie cele care determină o anumită dimensiune, cum ar fi secțiunea unei grinzi, grosimea unei plăci, o a doua categorie o constituie variabilele care determină configurația geometrică a structurii, iar o categorie superioară se consideră variabilele care determină proprietățile materialului [D5].

O mare parte din algoritmi de optimizare au la bază strategia căutării unidimensionale, prin care o serie de direcții sunt stabilite între punctele succesive ale spațiului. Dacă se consideră vectorul variabilelor de proiectare

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \quad (4.1)$$

o deplasare tipică între punctele X_k și X_{k+1} este dată de relația de recurență:

$$X_{k+1} = X_k + \alpha_k S_k \quad (4.2)$$

unde S_k definește direcția de deplasare, iar α_k determină mărimea acestei deplasări.

Funcția față de care se face optimizarea se denumește funcție obiectiv, $F(X)$. De regulă, se caută valoarea variabilei pentru care funcția obiectiv este minimă sau maximă.

Restricțiile în orice problemă de optimizare reprezintă relații de constrângeri, care trebuie satisfăcute pentru ca să poată fi acceptată soluția în cadrul proiectării. Acestea pot exprima direct anumite limitări impuse unei variabile sau unui grup de variabile (restricții explicite) sau pot exprima indirect aceste limitări asupra unor mărimi de care depind variabilele (restricții implicite).

O restricție de egalitate, exprimată explicit sau implicit, este scrisă prin:

$$g_i(X) = 0 \quad i = \overline{1, m} \quad (4.3)$$

iar restricțiile de inegalitate pot fi de forma:

$$\begin{aligned} g_i(X) &\leq 0 & i &= \overline{1, p} \\ g_i(X) &\geq 0 & i &= \overline{1, q} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Deci formularea unei probleme de minimizare în programarea matematică impune determinarea componentelor vectorului $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$, care minimizează funcția obiectiv, $F(X)$ în prezența restricțiilor $g_i(X) \{ \leq, =, \geq \} 0$, $i = 1, m$.

Rezolvarea unei astfel de probleme prin metode iterative necesită alegerea unui punct inițial X_0 și a unui algoritm cu ajutorul căruia plecând din punctul ales să poată fi atins minimul căutat cu cel mai mic efort de calcul posibil.

În cazul mecanismelor de mare viteză în procesul de optimizare se acționează, de regulă, asupra ariei și configurației secțiunii transversale, criteriile de optimizare fiind:

- deformațiile elementelor față de performanțele ideale ale corpului rigid să fie în limitele admise
- tensiunea în orice element să nu depășească tensiunea admisibilă
- masa ansamblului să fie minimă

Fox și Gupta [F2] sistematizează metodele de optimizare utilizate în studiul mecanismelor în trei direcții:

a). metode fără restricții

b). metode de minimizare a funcției obiectiv cu restricții, care se rezolvă cu ajutorul metodelor numerice aplicate în cazul a)

c). metode directe de rezolvare a problemelor cu restricții

a). Cele mai utilizate metode de minimizare fără restricții se bazează pe iterația de forma (4.2). Dintre aceste metode se pot menționa:

□ metoda Powell, în care nu este necesară calcularea derivatelor. Primul ciclu efectuează căutarea de-a lungul a n direcții S_1, S_2, \dots, S_n liniar independente. După terminarea unui ciclu, căutarea se reia pe $n - 1$ direcții avute anterior și o nouă direcție, mai bună decât cea eliminată. Modul în care la fiecare ciclu noua direcție este determinată asigură condiția ca o funcție pătratică să fie minimizată în exact n cicluri.

□ metoda gradientilor conjugăți sau metoda Fletcher-Reeves. Metoda se bazează pe următorul algoritim:

1. Se alege un punct inițial caracterizat de vectorul de poziție X_0 .

2. Se calculează gradientul funcției

$$G_0 = \nabla F(X_0) \quad (4.5)$$

și se stabilește direcția inițială $S_0 = -G_0$

3. Noul punct caracterizat prin vectorul de poziție X_{i+1} se determină ca minim al funcției în direcția definită de S_i .

4. Se calculează gradientul funcției în X_{i+1}

$$G_{i+1} = \nabla F(X_{i+1}) \quad (4.6)$$

și se determină termenul :

$$\beta_i = \frac{|G_{i+1}|^2}{|G_i|^2} \quad (4.7)$$

cu ajutorul căruia se stabilește noua direcție:

$$S_{i+1} = -G_{i+1} + \beta_i S_i \quad (4.8)$$

□ metoda metricii variabile, care este o metodă puternică pentru funcțiile cu distorsiuni și este construită pe baza metodei gradientului.

b). În cadrul celei de-a doua categorii, metoda cea mai des utilizată este metoda funcției de penalizare. Funcțiile de penalizare, pentru restricții de inegalitate, se împart în două categorii: interioare și exterioare. O funcție de penalizare interioară se introduce prin formularea:

$$\Phi(X, r) = F(X) + r \sum_{j=1}^m \frac{1}{g_j(X)} \quad (4.9)$$

unde r este o constantă pozitivă. În acest caz minimul lui $\Phi(X, r)$ se află în domeniul admisibil și converge către minimul lui $F(X)$ pe măsură ce parametrul r se modifică.

O funcție de penalizare exterioară se introduce prin formularea:

$$\Phi(X, r) = F(X) + r \sum_{j=1}^m \langle g_j(X) \rangle^2 \quad (4.10)$$

În acest caz minimul lui $\Phi(X, r)$ se află în afara domeniului admisibil și converge către o soluție din exterior. O astfel de funcție este mai puțin eficientă [D5].

c). În cadrul celei de-a treia direcții se menționează:

- metoda direcțiilor admisibile. Această metodă conține două etape principale.

Prima etapă constă din determinarea pentru fiecare pas a unui vector S , care respectă condițiile generate de produsele scalare:

$$\nabla g_j(X)^T S < 0 \quad (4.11)$$

$$\nabla F(X)^T S < 0 \quad (4.12)$$

iar cea de-a doua etapă se referă la determinarea pasului α .

- metoda gradientului proiectat, care constă în proiectarea gradientului pe frontiera domeniului și efectuarea unei deplasări în direcția proiecției. Metoda prezintă avantajul unui timp de calcul redus [D5] și s-a dovedit a fi foarte eficientă în cazul restricțiilor liniare.

Imam și Sandor [I1,I2] sistematizează metodologia de proiectare a mecanismelor de mare viteză. Proiectarea este împărțită în trei etape:

- ❑ Selecționarea tipului de mecanism. Această etapă se bazează pe ingeniozitatea proiectantului, recomandându-se să se plece de la cea mai simplă structură.
- ❑ Sinteza geometrică a mecanismului care să satisfacă necesitățile cinematice, de exemplu determinarea lungimilor elementelor astfel încât traiectoria prescrisă, funcția generată sau mișcarea să fie generate cu eroare minimă, respectiv mai pot fi impuse și condiții de viteză sau accelerații.
- ❑ Selectarea parametrilor de proiectare care să satisfacă necesitățile dinamice și cineto-elastodinamice. Parametrii sunt distribuția maselor și forțele de inerție, reacțiunile din cuple, vibrațiile tranzitorii, deformațiile elastice, tensiunile dinamice. Această etapă este o etapă de optimizare, care se bazează pe criteriile menționate anterior. Algoritmul de optimizare utilizat este cel al funcțiilor de penalizare.

În finalul lucrării se prezintă și o serie de exemple de mecanisme optimizate.

Cossalter ș.a [C1] prezintă o metodă de sinteză optimală în care criteriul de asamblare este cuprins în funcția de penalizare. Proiectantul trebuie să aleagă tipul mecanismului și variabilele de proiectare, care pot fi lungimile elementelor, coordonatele cuplelor fixe, unghiuri ale elementelor de intrare sau poziții ale unui punct particular dintr-un element. Inițializarea procedurii de proiectare este relativ ușoară, deoarece metoda permite o gamă largă de valori ale variabilelor de proiectare. Optimizarea se bazează pe algoritmul funcției de penalizare. Aceasta nu consideră numai eroarea geometrică (diferența între mișcarea dorită și cea obținută cu vectorul variabilelor de proiectare), ci include și criteriul de asamblare. Dacă în timpul procesului se obține un vector al variabilelor de proiectare care nu permite asamblarea mecanismului rezultă o creștere mare a funcției globale de penalizare, ceea ce ghidează căutarea pe o altă direcție. Minimizarea se face în două subrutine, una pentru o căutare grosieră și una pentru o căutare fină.

Conte ș.a [C3] efectuează sinteza optimală a unui mecanism patruleter articulată combinând sinteza cinematică cu considerente dinamice. Partea de dinamică se ocupă cu satisfacerea anumitor cerințe de mișcare sau menținerea valorilor de forțe și momente generate în timpul mișcării în anumite limite impuse. Lucrarea combină tehnica programării neliniare cu sinteza cinematică și analiza dinamică, rezultând un procedeu de proiectare computerizat. Proiectarea se face în mai multe etape:

- sinteza cinematică pe baza numerelor complexe
- analiza dinamică, care determină reacțiunile din lagăre în condițiile considerării elementelor rigide și neglijării frecărilor din cuple
- optimizarea cu funcția de penalizare interioară, criteriul de optimizare fiind minimizarea forțelor și momentelor care apar.

Segla [S4] prezintă două metode de proiectare optimală a roboților cu structură elastică. Cele două metode sunt metoda quasi-statică și dinamică. Obiectivul optimizării este masa minimă a elementelor, iar constrângerile aplicate sunt deformațiile elastice și starea de tensiune luându-se în considerare momentele cele mai defavorabile - pornirile și opririle în care apar accelerații maxime. Ambele metode de optimizare utilizează metoda gradientului proiectat, iar structura se modelează cu elemente finite.

Sevak și McLarnan [S6] se ocupă de sinteza optimală a mecanismelor flexibile cu deformații mari. Analiza mecanismelor se face cu metoda elementului finit, iar sinteza se face pe baza unei metode de optimizare cu algoritmul Fletcher - Powell combinat cu cel al lui Stewart. Se aplică o metodă de optimizare fără constrângeri, iar funcția obiectiv este o funcție de eroare. Această funcție se scrie prin însumarea valorii absolute a erorii într-un număr s de puncte alese din domeniul de variație al unghiului de intrare.

Khare și Rao [K8] prezintă o sinteză optimală a unui mecanism patruleter articulată folosind metoda reziduală. Criteriul de optimizare este eroarea de ieșire, care trebuie să fie inclusă în anumite limite impuse.

Kakatsios și Tricamo [K9] propun o metodă de sinteză a mecanismelor care satisfac un număr de puncte de precizie simultan cu optimizarea caracteristicilor dinamice. Acest lucru se realizează printr-o programare neliniară, care permite formularea unor considerente cinematice și dinamice care influențează alegerea inițială a dimensiunilor mecanismului. Metoda se exemplifică la un patruleter articulat generator de traiectorie. Criteriul de optimizare este minimizarea reacțiunilor dinamice care apar. Funcția obiectiv este chiar un parametru z_p care reprezintă diferența dintre reacțiunile dinamice și reacțiunile mecanismului considerat rigid. Se aplică constrângeri sub forma unor egalități pentru asigurarea punctelor de precizie și un număr de constrângeri sub formă de inegalități, care asigură condiția ca toate forțele respectiv momentele să fie în limitele impuse. Avantajul metodei constă în faptul că se micșorează reacțiunile fără să fie necesară echilibrarea mecanismului cu contragreutăți.

Suh și Mecklenburg [S9] aplică o metodă de optimizare a mecanismelor bazată pe calcul matricial și metoda celor mai mici pătrate. Metoda oferă avantajul alegerii unui număr mare de puncte de precizie, pentru care se calculează eroarea dintre poziția reală și cea impusă. Eroarea se calculează cu matricea Jacobiană și se minimizează eroarea cu metoda Powell. Dezavantajul este că nu se ține seama de elasticitatea elementelor.

Yin și Wu, [Y4], se ocupă de sinteza optimală a mecanismelor cu bare considerând eroarea structurală și jocurile, sinteză care a fost prezentată în detaliu în paragraful 2.4.

Potter, Willmert și Sathyamoorthy [P8] prezintă o metodă generală de proiectare optimală a sistemelor mecanice. Algoritmul se bazează pe metoda Gauss cu constrângeri liniare și neliniare. Metoda se poate aplica la orice problemă de optimizare, la care funcția obiectiv este de forma unei sume de pătrate.

Majoritatea lucrărilor referitoare la optimizare, tratează sinteza mecanismelor ca o problemă de programare neliniară. În cadrul acestei metode soluția optimă se obține prin minimizarea funcției obiectiv, care este definită ca eroarea dintre funcția de ieșire

reală și cea prescrisă. De asemenea procesul de optimizare se bazează pe un singur obiectiv, cum ar fi conducerea mecanismului printr-un număr de puncte prescrise, în condițiile existenței unui anumit număr de constrângeri. În cazurile reale, de multe ori pot exista mai multe obiective care trebuie să fie atinse, iar proiectantului îi revine sarcina de a selecta un anumit obiectiv. În aceste condiții este avantajos ca toate obiectivele să se introducă direct în procesul de optimizare. Krishnamurty și Turcioc [K2] propun o metodă de optimizare multiplă bazată pe tehnica programării neliniare. În cadrul acestei metode, toate obiectivele problemei de proiectare se introduc direct în sinteza mecanismului.

În primul rând se stabilesc necesitățile de proiectare și se selectează tipul mecanismului și variabilele de proiectare asociate. Funcțiile obiectiv se exprimă ca diferența dintre valorile calculate și cele dorite ale diferitelor variabile de proiectare. Se atribuie niveluri de prioritate fiecărei funcții obiectiv în raport cu importanța lor relativă. În continuare, în procesul de optimizare se începe cu primul nivel de prioritate. O dată găsită valoarea minimă a acestei funcții se trece la nivelul al doilea asigurându-se menținerea valorii minime pentru primul nivel.

Metoda propusă diferă semnificativ de alte metode de optimizare prin felul în care se tratează restricțiile sistemului. În cadrul metodelor tradiționale, o soluție se consideră fezabilă dacă și numai dacă toate restricțiile problemei sunt satisfăcute. Metoda propusă permite clasificarea restricțiilor ca absolute și non-absolute. Procesul de optimizare impune ca doar restricțiile absolute să fie satisfăcute, iar soluțiile optime se găsesc prin minimizarea diferitelor restricții non-absolute.

Un dezavantaj al metodei este faptul că se găsesc doar soluții optime locale. De asemenea procesul de convergență va depinde de alegerea valorilor inițiale ale parametrilor de proiectare. Din acest motiv prin repetarea procesului pentru diferite valori inițiale ale parametrilor de proiectare se obțin diferite soluții.

O problemă de importanță deosebită în optimizare este determinarea gradientului funcției obiectiv. În general, informațiile legate de gradientul diferitelor funcții nu sunt direct accesibile sau ușor determinabile. Din acest motiv se folosesc

metode aproximative, cum ar fi metoda diferențelor finite sau metode de derivare numerică. Aceste metode conduc la numeroase evaluări ale funcției, la apariția erorilor induse de metodele aproximative, uneori chiar la căderea algoritmului, consum mare de timp și intervine și problema alegerii pasului în estimarea gradientului.

Mariappan și Krishnamurty, [M10], se ocupă de determinarea gradientului exact al funcției de eroare a unui mecanism, evitând astfel eroarea de calcul introdusă prin aproximările aplicate uzual. Metoda propusă pleacă de la convenția Hartenberg-Denavit și simbolizarea lor matricială. Principalii pași cuprind analiza pozițiilor, găsirea gradientilor variabilelor dependente în raport cu variabilele independente, determinarea gradientului funcției obiectiv și restricțiilor.

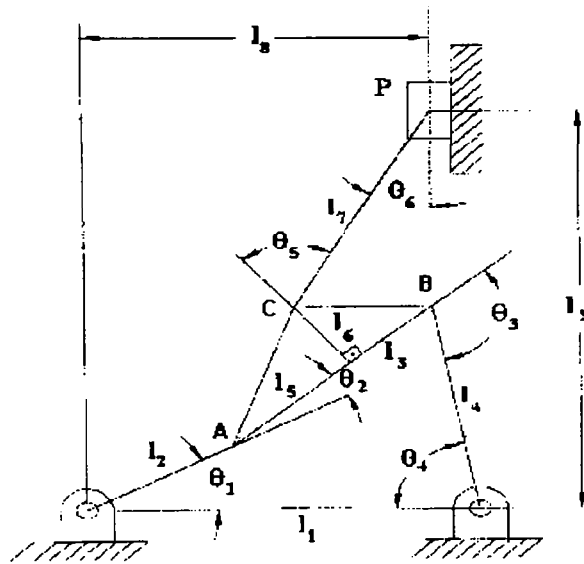


Fig. 4.1 Mecanism tip Stephenson

Pentru mecanismul Stephenson prezentat în figura 4.1 se consideră nouă variabile de proiectare (v_j : $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, \theta_1$) și șase variabile dependente (ξ_k : $\theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6$ și l_9). Unghiul θ_5 este unghiul format între perpendiculara coborâtă din C pe latura AB și direcția elementului CP. Pe baza notației matriciale, ecuațiile de închidere a conturului sunt:

$$\begin{aligned} T_1 &= T(\theta_1)T(l_2)T(\theta_2)T(l_3)T(\theta_3)T(l_4)T(\theta_4)T(l_1) = I \\ T_2 &= T(\theta_1)T(l_2)T(\theta_2)T(l_5)T(l_6)T(\theta_5)T(l_7)T(\theta_6)T(l_9)T(l_8) = I \end{aligned} \quad (4.13)$$

unde T reprezintă matricea de transformare asociată fiecărei variabile, T_1, T_2 sunt transformările din primul, respectiv al doilea contur, iar I este matricea unitate.

Ecuția de închidere a conturului se rezolvă cu metoda Newton-Raphson și se determină variabilele dependente. Acest procedeu utilizează Jacobianul variabilelor, care în cazul prezentat este:

$$[J_{\theta_1}] = \begin{bmatrix} d\theta_1 & d\theta_2 & d\theta_3 & d\theta_4 & 0 & 0 & 0 \\ d\theta_1 & d\theta_2 & 0 & 0 & d\theta_5 & d\theta_6 & l_9 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

Funcția obiectiv a optimizării se consideră minimizarea erorii cinematice și se folosește metoda celor mai mici pătrate:

$$\text{Min } F = \sum_{i=1}^p [(P_x^* - P_{xi})^2 + (P_y^* - P_{yi})^2] \quad (4.15)$$

unde F este eroarea cinematică, indicele i indică poziția mecanismului, p reprezintă numărul de puncte de precizie, P_x^*, P_y^* sunt coordonatele punctelor generate, iar P_x, P_y sunt coordonatele punctelor impuse prin tema de proiectare. Sub formă matricială, ecuația (4.15) se mai poate scrie:

$$\text{Min } F = (P_i^* - P_i)^T (P_i^* - P_i) \quad (4.16)$$

unde $P_i^* = [P_x^* \ P_y^* \ 1]^T$, iar $P_i = [P_x \ P_y \ 1]$. Din ecuația (4.16) se observă faptul că este necesară determinarea poziției punctului P pentru a evalua funcția obiectiv. Acest lucru se poate face pe baza transformării până la punctul considerat

$$P_i^* = T^{op} r_{ip} \quad (4.17)$$

unde r_{ip} definește sistemul de coordonate locale, iar

$$T^{op} = T(\theta_1)T(l_2)T(\theta_2)T(l_3)T(l_6)T(\theta_5)T(l_7)T(\theta_6) \quad (4.18)$$

Ecuția (4.18) conține atât variabile de proiectare (θ_1, l_2, l_3, l_6 și l_7) cât și variabile dependente ($\theta_2, \theta_5, \theta_6$). Toate elementele conținute sunt cunoscute, deci funcția obiectiv poate fi determinată pentru orice punct.

Pentru determinarea gradientilor exacti ai variabilelor dependente în raport cu variabila independentă θ_1 , se pleacă de la ecuația:

$$[J_{\theta_1}] \begin{bmatrix} d\theta_1/d\theta_1 \\ d\theta_k/d\theta_1 \end{bmatrix} = [0] \quad (4.19)$$

Prin partiționarea matricei Jacobiene în două ecuații, ecuația (4.19) devine:

$$[J_{11} \quad J_{12}] \begin{bmatrix} d\theta_1/d\theta_1 \\ d\theta_k/d\theta_1 \end{bmatrix} = [0]$$

$$\begin{bmatrix} d\theta_1/d\theta_1 & d\theta_2/d\theta_1 & d\theta_3/d\theta_1 & d\theta_4/d\theta_1 & 0 & 0 & 0 \\ d\theta_1/d\theta_1 & d\theta_2/d\theta_1 & 0 & 0 & d\theta_5/d\theta_1 & d\theta_6/d\theta_1 & dl_9/d\theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\theta_1/d\theta_1 \\ d\xi_k/d\theta_1 \end{bmatrix} = [0] \quad (4.20)$$

Prin rezolvarea ecuației (4.20) se găsesc gradientii variabilelor dependente în raport cu variabila independentă θ_1 .

$$\begin{bmatrix} d\xi_k/d\theta_1 \end{bmatrix} = -[J_{12}]^{-1} [J_{11}] \quad (4.21)$$

Pentru a găsi gradientii în raport cu celelalte variabile independente se procedează similar.

Pentru obținerea gradientilor funcției obiectiv se derivează ecuația (4.16):

$$\frac{\partial F}{\partial v_j} = \sum_{i=1}^p \left[\left(\frac{\partial P_i^*}{\partial v_j} \right)^T (P_i^* - P_i) + (P_i^* - P_i)^T \left(\frac{\partial P_i^*}{\partial v_j} \right) \right] \quad (4.22)$$

unde

$$\frac{\partial P_i^*}{\partial v_j} = \sum_{l=1}^m \left(\frac{\partial T^{OP}}{\partial l} \right) \left(\frac{\partial l}{\partial v_j} \right) r_{lp} \quad (4.23)$$

m fiind numărul total de variabile în T^{OP} , l reprezintă atât variabilele independente, cât și dependente, iar $\partial l/\partial v_j$ este gradientul variabilei l în raport cu variabila de proiectare j. De asemenea:

$$\frac{\partial T^{OP}}{\partial l} = D_j T^{OP} \quad (4.24)$$

D fiind operatorul de derivare. Introducând (4.24) în (4.23) rezultă:

$$\frac{\partial P_i^*}{\partial v_j} = \left(\sum_{l=1}^m D_l \times \frac{\partial l}{\partial v_j} \right) P_i^* \quad (4.25)$$

Dacă l este o variabilă dependentă, atunci gradientul în raport cu variabila de proiectare a fost determinat, iar dacă l este o variabilă independentă, atunci gradientul va fi zero.

Metoda prezentată oferă avantajul posibilității determinării gradientilor pentru orice tip de funcție obiectiv și restricții. Ea a fost aplicată în cazuri concrete de mecanisme cu șase și opt elemente.

În concluzie, se poate afirma că prin dezvoltarea în ultimele decenii a metodelor de optimizare, proiectarea mecanismelor a primit noi valențe. Pe de-o parte se pot asigura modelări cât mai aproape de realitate – complexitatea matematică nu mai constituie o problemă deosebită - și pe de altă parte, rezolvarea problemelor se face prin calcul automat. În acest context se pot asigura condițiile din ce în ce mai pretențioase impuse de evoluția tehnicii.

4.2. Exemple de optimizare

În multe cazuri, în urma procesului de analiză KED a mecanismelor de mare viteză proiectate, se constată neîncadrarea în condițiile impuse de tema de proiectare, fie datorită deformațiilor, fie datorită stării de tensiune. Chiar dacă mecanismul se încadrează în aceste limite, prin intermediul procesului de optimizare se poate găsi un mecanism care îndeplinește condițiile date, dar oferă în plus avantajul unui consum mai scăzut de material, respectiv o încărcare mai echilibrată a elementelor.

În acest context, cu toate că atât starea de tensiune, cât și deformațiile nu au ridicat probleme în cazul mecanismului patrulater articulat analizat în capitolul precedent, s-a făcut o optimizare a mecanismului.

Programul de optimizare a fost construit în MATLAB, în toolbox-ul de optimizare, apelându-se o optimizare cu limite pentru variabile și restricții.

Criteriul de optimizare l-a constituit minimizarea masei mecanismului, iar restricțiile s-au referit la deformațiile elementelor.

Exprimarea matematică a funcției obiectiv nu a ridicat nici un fel de probleme, fiind vorba de o funcție pătratică în cele trei variabile de proiectare considerate – secțiunile celor trei elemente.

Pentru a putea obține expresia analitică în cazul restricțiilor, a fost necesară aproximarea acestora pe baza relației:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = f(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0}) + \frac{\partial f}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial f}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} dx_n \quad (4.26)$$

Calcularea gradientilor s-a făcut în domenii mici de variație, 3%, și pentru a micșora eroarea introdusă de această aproximare s-a făcut recalcularea gradientilor la fiecare iterație. De asemenea, la fiecare pas, valoarea gradientilor a fost verificată prin calcularea deformațiilor pe baza formulei (4.26) și cu ajutorul programului de analiză cu element finit.

Pentru mecanismul patruleter articulată având elementele cu secțiune circulară s-a admis ca deformare maximă valoarea de 35 μm . Obiectivul a fost atins în șase iterații. Rezultatele optimizării sunt prezentate în figura 4.2 – evoluția funcției obiectiv pe parcursul procesului de optimizare, în figura 4.3 – evoluția deformației maxime a celor trei elemente constitutive, iar în figura 4.4 – evoluția stării de tensiune. Se constată că oprirea procesului se datorează creșterii deformației din balansier, care se apropie de valoarea limită impusă.

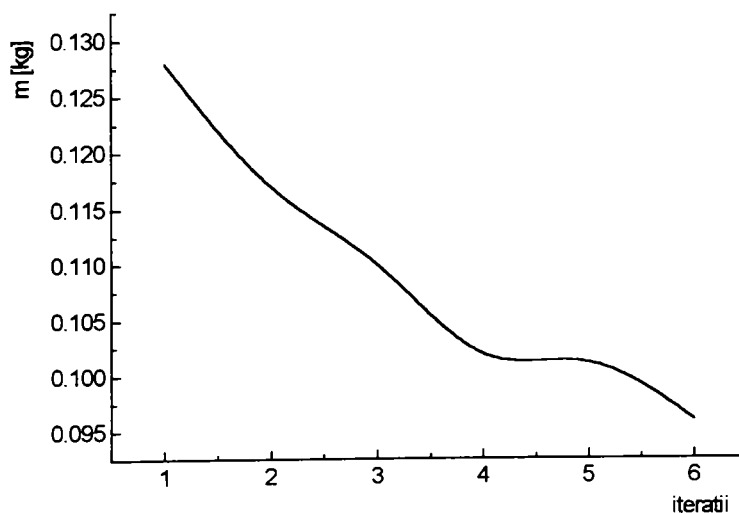


Fig. 4.2 Evoluția funcției obiectiv pe parcursul optimizării

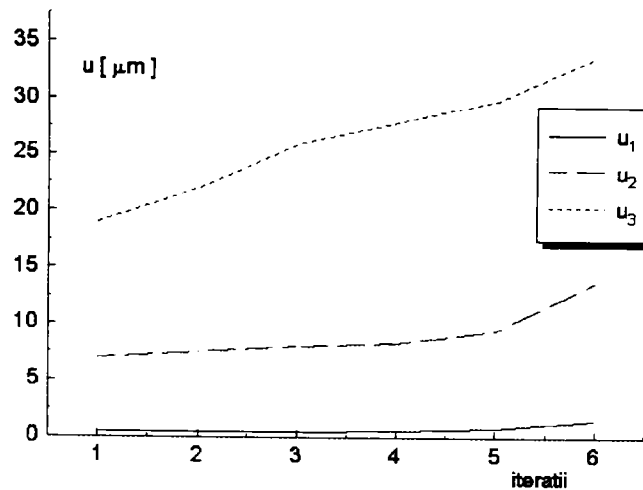


Fig. 4.3 Evoluția deformațiilor elementelor pe parcursul optimizării

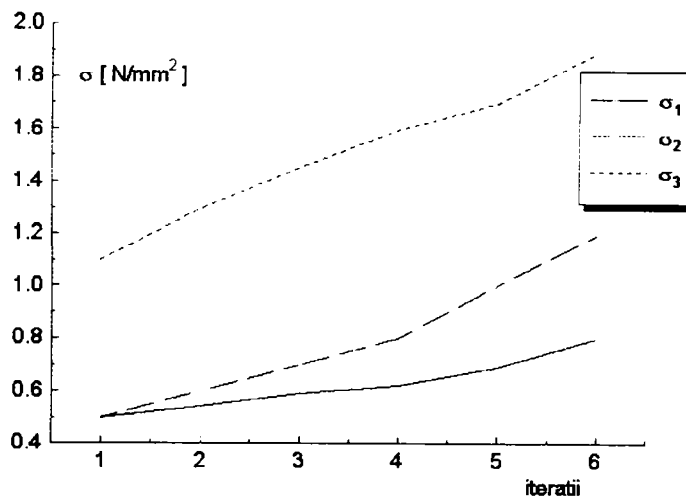


Fig. 4.4 Variația stării de tensiune a elementelor pe parcursul optimizării

Plecând de la mecanismul analizat s-au înlocuit elementele cu elemente de tip țeavă circulară, având aceeași arie a secțiunii transversale. Evident acest profil oferă avantajul unui moment de inerție mult mai mare față de cazul precedent, ceea ce determină micșorarea deformațiilor față de cazul anterior.

În figura 4.5 se prezintă evoluția funcției obiectiv pe parcursul celor șase iterații, în figura 4.6 – deformațiile maxime a celor trei elemente (δ_1 – deformația manivelei, δ_2 – deformația bielei, iar δ_3 – deformația balansierului), iar în figura 4.7 se evidențiază starea de tensiune aferentă.

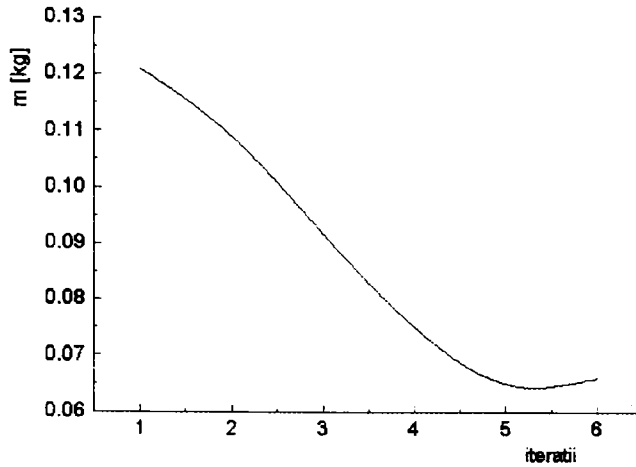


Fig. 4.5 Evoluția funcției obiectiv pentru profil tip țevă

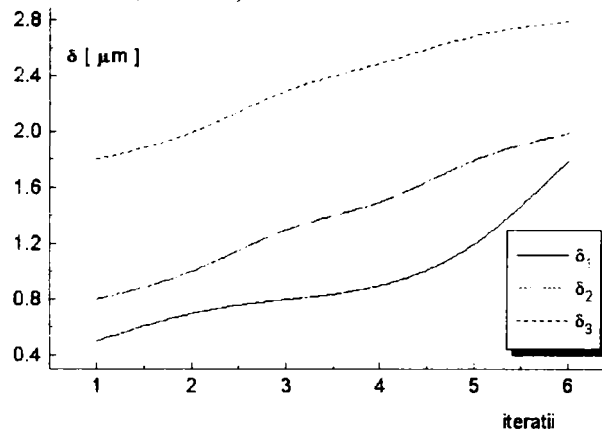


Fig. 4.6 Variația deformațiilor elementelor pentru profil tip țevă

Comparând cele două exemple se constată, așa cum era de așteptat, faptul că profilul tip țevă permite obținerea unei mase cu 30% mai scăzută în condițiile în care deformațiile scad consistent, iar tensiunile sunt cu aproape un ordin de mărime mai scăzute.

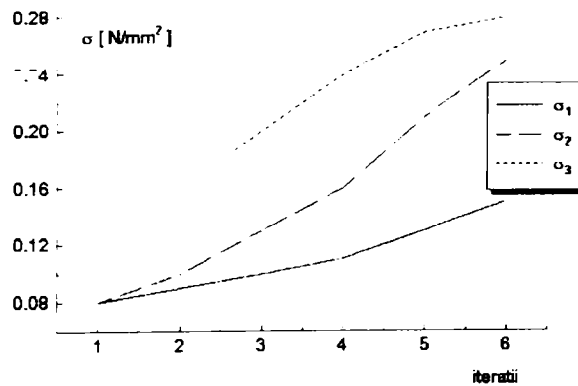


Fig. 4.7 Variația stării de tensiune pentru profil tip țevă

Un al treilea exemplu de optimizare l-a constituit mecanismul paralelogram cu elemente elastice analizat în capitolul precedent. În acest caz s-au admis ca și variabile de proiectare dimensiunile secțiunii transversale a arcurilor lamelare, menținând constant raportul b/h . Biela a fost menținută la aceleași dimensiuni. Funcția obiectiv a constituit-o tot minimizarea masei sistemului în condițiile în care s-a limitat deformația elementului tip arc lamelar. Funcția obiectiv a fost de forma:

$$F(x_1, x_2) = a + bx_1x_2 \quad (4.27)$$

iar optimizarea a fost cu o singură restricție ținând cont că cele două arcuri lamelare sunt identice și au aceeași valoare a deformației. Restricția a fost exprimată tot cu ajutorul relației (4.26). Deformația maximă admisă a fost de 4 mm.

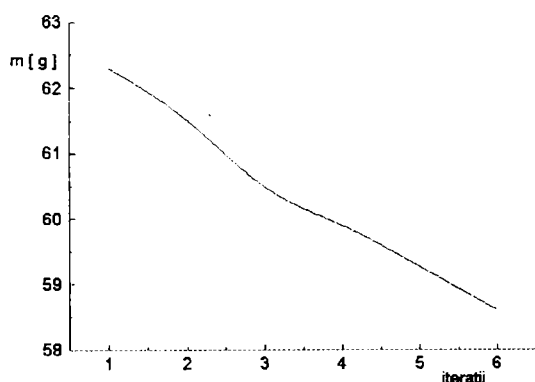


Fig. 4.8 Funcția obiectiv pentru paralelogram

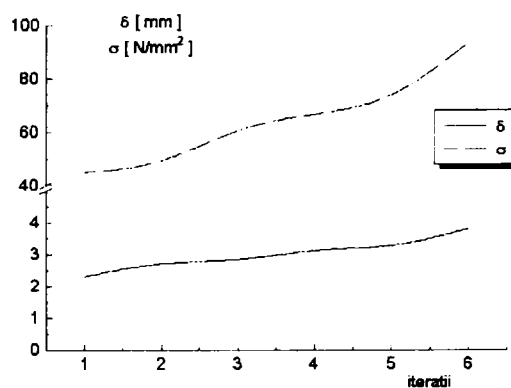


Fig. 4.9 Starea de deformație și tensiune pentru mecanismul paralelogram

În figura 4.8 se prezintă evoluția masei sistemului, care nu scade spectaculos deoarece ponderea mare o are masa bielei, iar în figura 4.9 se evidențiază evoluția stării de tensiune și deformație.

Programele concepute atât în ceea ce privește analiza cu element finit, cât și optimizarea pot fi aplicate la orice fel de mecanism plane cu bare. Studiul unui mecanism cu mai multe contururi nu ridică decât problema capacității calculatorului pe care se rulează programele. Prin combinarea programelor prezentate se poate realiza proiectarea optimală a mecanismelor plane cu bare, iar în situația unui mecanism spațial se poate recurge la un program profesionist (NASTRAN), care se combină cu aplicația de optimizare.

Capitolul 5

Cercetări experimentale

Luând în considerare complexitatea problemei studiate, precum și posibilitățile de investigare relativ reduse în condițiile mecanismelor de viteză mare, cercetările experimentale s-au axat pe determinarea frecvențelor proprii, respectiv determinarea unor caracteristici ale sistemului de focalizare la unitățile de compact disc.

5.1. Determinarea experimentală a frecvenței fundamentale a unui mecanism paralelogram cu elemente elastice

Mecanismul studiat, prezentat în figura 5.1, este de tip paralelogram cu elemente elastice, la care s-au atribuit patru grade de libertate elastice. Pentru a putea studia comportarea sistemului în funcție de geometria componentelor, au fost realizate treizeci de perechi de arcuri lamelare în șase game de lungimi (80, 85, 90, 95, 100 și 105 mm) și cinci game de lățimi (10, 12, 14, 16, 18 mm), toate având grosimea de 0,5 mm. Biela a fost realizată în șase lungimi diferite (50,60, 70, 80, 90 și 100 mm) și șase diametre diferite (10; 12,5; 15; 17,5; 20; 22,5 mm).

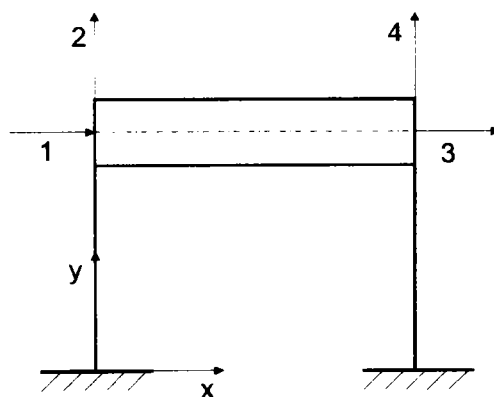


Fig. 5.1. Mecanismul paralelogram cu gradele de libertate asociate

Schema bloc a standului este prezentată în figura 5.2.

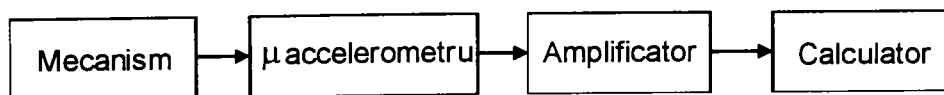


Fig. 5.2. Schema bloc a standului experimental

Datele obținute au fost introduse în calculator prin intermediul unei plăci de achiziție DAS 1600. În vederea achiziționării semnalelor a fost conceput un program în QBASIC, care controlează atât intervalul de timp de eșantionare, stabilit la 1 ms, cât

și numărul de date achiziționate, stabilit la 16384. Stabilirea numărului de date a fost făcută datorită prelucrării ulterioare a semnalelor cu ajutorul transformatei Fourier.

Calibrarea standului s-a făcut cu ajutorul unui generator de semnal montat în locul mecanismului propriu-zis. S-au făcut o serie de încercări referitoare la modul de amplasare al traductorului, precum și la modul de excitație al sistemului. S-a constatat că varianta optimă este montarea microaccelerometrului în prelungirea bielei, excitația sistemului făcându-se printr-un semnal de tip impuls, forța de lovire acționând în planul mecanismului. De asemenea, varianta optimă a indicat așezarea mecanismului direct pe masă, fără utilizarea unor materiale amortizoare.

S-au realizat un număr total de 402 încercări, obținându-se aproximativ 120MB memorie ocupată cu fișierele de date.

În vederea prelucrării, fiecare fișier a fost preluat în MathCAD 5.0+. Programul de prelucrare a cuprins citirea fișierului, obținerea transformatei Fourier a setului de date și reprezentarea spectrului de frecvențe obținut. Un exemplu de astfel de spectru este prezentat în figura 5.3.

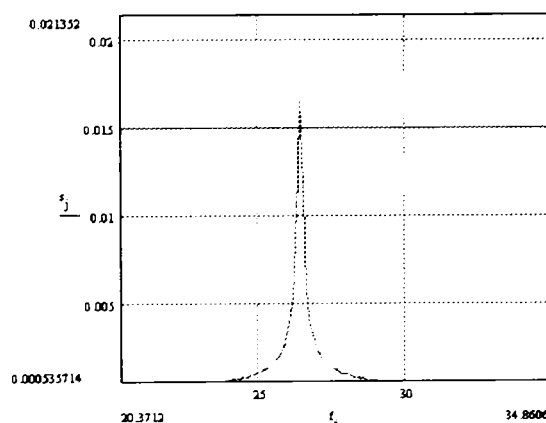


Fig. 5.3. Spectru de frecvențe

În baza determinărilor experimentale nu au putut fi determinate toate frecvențele naturale, ci doar frecvența fundamentală. Frecvențele superioare, calculate teoretic pe baza programului cu element finit, sunt de ordinul miilor, respectiv zecilor de mii de Hz, iar posibilitățile de achiziționare de date a permis depistarea frecvențelor doar până la 500 Hz.

De asemenea a fost prelevat semnal și de la masa pe care a fost așezat standul, înregistrându-se o frecvență proprie de 9,5 Hz, frecvență care a fost eliminată din spectrele obținute.

Rezultatele obținute pe cale experimentală au fost comparate cu cele determinate pe cale teoretică, cu programul prezentat la paragraful 3.3, calculându-se eroarea:

$$\varepsilon_{\%} = \frac{f_{\text{exp}} - f_t}{f_t} 100\% \quad (5.1)$$

În tabelul 5.1 se prezintă centralizat rezultatele experimentale, valorile teoretice și eroarea obținută. Prima coloană indică codificarea încercării. Prima literă se referă la aspectul investigat (A = arc, B = bielă), următoarele două cifre reprezintă codul arcului utilizat și ultimele două cifre reprezintă codul bielei, conform tabelului 5.2 și 5.3.

Tabelul 5.2 Codificarea arcurilor lamelare

Lățimea arcului lamelar [mm]	Lungimea arcului lamelar [mm]					
	80	85	90	95	100	105
10	11	12	13	14	15	16
12	21	22	23	24	25	26
14	31	32	33	34	35	36
16	41	42	43	44	45	46
18	51	52	53	54	55	56

Tabel 5.3 Codificarea bielelor

Cod bielă	11	12	13	14	15	16
Lungime [mm]	50	60	70	80	90	100
Diametru [mm]	10	10	10	10	10	10
Cod bielă	21	22	23	24	25	26
Lungime [mm]	80	80	80	80	80	80
Diametru [mm]	10	12.5	15	17.5	20	22.5

Obs. Biela cu codul 14 este identică cu cea cu codul 21

Tabelul 5.1 Prelucrarea datelor experimentale

Cod determinare	Valoare teoretică	Valori experimentale	Medie experimentală	Abaterea medie pătratică	Valori aberante	Eroare %
A1113	27,438	27,35;27,3;27,4;27,4;27,35;27,3;27,4; 27,35;27,3;27,35	27,35	0,0408	-	-0,32
A1213	24,662	23,32;23,37;23,5;23,35;23,32;23,32; 23,33	23,335	0,002	23,5	-5,38
A1313	22,727	22,34;22,45;22,34;22,341;22,34;22,34	22,34	0,001	22,45	-1,7
A1413	20,320	20,0;20,02;20,07;20,03;20,02;20,02	20,056	0,0739	-	-1,2
A1513	18,593	18,4;18,37;18,375;18,37;18,375;18,37	18,372	0,0027	18,4	-1,1
A1613	17,108	16,9;16,9;16,97;16,968;16,967;16,97	16,945	0,0355	-	-0,95
A2113	29,912	28,8;28,81;28,8;28,815;28,809;28,8	28,805	0,0065	-	-3,7
A2213	25,188	25,33;25,4;25,4;25,4;25,35;25,25	25,355	0,0595	-	0,66
A2313	24,319	22,75;22,75;22,74;22,76;22,77;22,81	22,754	0,011	22,81	-6,43
A2413	22,130	21,12;21,0;21,11;21,02;21,04;21,12	21,068	0,0545	-	-4,79
A2513	20,26	19,22;19,17;19,22;19,3;19,2;19,18	19,215	0,0463	-	-5,15
A2613	18,629	17,205;17,21;17,215;17,22;17,215; 17,216	17,220	0,015	-	-7,56
A3113	32,178	31,45;31,5;31,49;31,495;31,494;31,45	31,486	0,018	-	-2,15
A3213	27,207	27,28;27,285;27,283;27,283;27,285; 27,28	27,282	0,002	-	0,27
A3313	26,50	25,15;25,15;25,16;26,15;25,15;25,15	25,151	0,004	-	-3,82
A3413	23,796	22,585;22,58;22,7;22,6;22,65;22,70	22,635	0,055	-	-1,87
A3513	21,775	19,59;19,595;19,65;19,595;19,595; 19,595	19,594	0,002	19,65	-9,97
A3613	20,011	19,17;19,165;19,17;19,175;19,165; 19,165	19,166	0,002	-	-4,22

Cap.5. Cercetări experimentale

Tabelul 5.1 (continuare)

A4113	34,120	35,40;35,46;35,46;35,40;35,46;35,461	35,440	0,031	-	3,86
A4213	30,650	30,045;30,1;30,05;30,045;30,1;30,1	30,073	0,029	-	-1,88
A4313	27,705	27,72;27,71;27,71;27,71;27,71;27,70	27,710	0,006	-	0,01
A4413	25,218	25,705;25,7;25,7;25,7;25,7;25,703	25,701	0,002	-	1,91
A4513	23,080	22,826;22,827;22,827;22,827;22,828;22,827	22,827	0,006	-	-1,09
A4613	21,206	21,06;21,058;21,057;21,058;21,058;21,056	21,057	0,001	-	-0,70
A5113	36,032	37,01;37,03;37,025;37,11;37,04;37,0	37,021	0,015	37,11	2,74
A5213	32,316	32,28;32,29;32,275;32,28;32,285;32,28	32,281	0,005	-	-0,10
A5313	29,239	28,85;28,86;28,85;28,84;28,87;28,85	28,853	0,010	-	-1,32
A5413	26,609	26,21;26,22;26,25;26,20;26,21;26,21	26,210	0,007	26,25	-1,49
A5513	24,333	24,82;24,85;24,86;24,85;24,83;24,82	24,838	0,017	-	2,07
A5613	22,344	22,01;22,012;22,04;22,03;22,025;22,02	22,022	0,011	-	-1,44
B2211	28,328	28,83;28,87;28,87;28,87;28,87;28,88	28,872	0,0044	28,83	1,92
B2212	26,619	26,18;26,12;26,13;26,125;26,125;26,12	26,124	0,0041	26,18	-1,86
B2213	25,188	25,33;25,4;25,4;25,4;25,35;25,25	25,355	0,059	-	0,66
B2214	23,872	24,0;24,0;24,0;24,0;24,0;24,01;23,99	24,000	0,006	-	0,53
B2215	22,745	22,01;21,995;22,0;22,0;22,0;22,01	22,002	0,006	-	1,13
B2216	21,893	21,25;21,24;21,24;21,24;21,24;21,25	21,243	0,005	-	-2,96
B2221	23,881	23,20;23,20;23,19;23,20;23,20;23,18	23,195	0,008	-	-2,87
B2222	20,340	20,01;20,02;20,00;20,00;20,00;19,995	20,004	0,009	-	-1,65
B2223	17,316	17,005;17,0;16,99;17,0;17,0;17,01	17,000	0,006	-	-1,82
B2224	14,960	14,585;14,585;14,58;14,57;14,65;14,58	14,591	-0,029	-	-2,46
B2225	13,406	13,10;13,13;13,12;13,125;13,125;13,122	13,120	0,010	-	-2,13
B2226	11,899	11,66;11,71;11,68;11,67;11,6;11,6	11,653	0,044	-	-2,06

Tabelul 5.1 (continuare)

B3211	30,603	29,30; 29,30; 29,30;29,297;29,31;29,3	29,301	0,004	-	-4,25
B3212	28,755	28,135;28,14;28,135;28,137;28,136;28,14	28,137	0,002	-	-2,15
B3213	27,207	27,28;27,285;27,283;27,283;27,285; 27,28	27,282	0,002	-	0,27
B3214	25,785	25,54;25,55;25,55;25,54;25,55;25,55	25,546	0,005	-	-0,92
B3215	24,566	24,45;24,45;24,46;24,45;24,44;24,46	24,451	0,007	-	-0,47
B3216	23,643	23,44; 23,44; 23,44;23,42;23,45;23,44	23,438	0,009	-	-0,86
B3221	25,685	25,0; 25,0; 25,0;25,01;25,007;25,01	25,004	0,005	-	-2,65
B3222	21,899	21,30;21,25;21,30;21,29;21,28;21,30	24,286	0,019	-	-2,80
B3223	18,655	18,80; 18,80; 18,80;18,795;18,802;18,80	18,799	0,002	-	0,77
B3224	16,121	16,0;16,0;16,01;16,008;16,011;16,0	16,004	0,005	-	-0,72
B3225	14,446	13,80;13,80;13,795;13,801;13,797;13,80	13,798	0,002	-	-4,48
B3226	12,821	13,245;13,242;13,246;13,245;13,246;13,245	13,244	0,001	-	3,30
B4211	34,436	35,709;35,71;35,701;35,71;35,703;35,709	35,707	0,003	-	3,69
B4212	32,377	31,80;31,74;31,74;31,75;31,745;31,74	31,743	0,004	31,80	-1,95
B4213	30,650	31,0;30,7;30,7;30,71;30,72;30,7	30,706	0,008	31,0	0,18
B4214	29,060	29,6; 29,6; 29,6;29,59;29,61;29,6	29,600	0,006	-	1,85
B4215	27,695	27,83; 27,83; 27,83;27,82;27,823;27,83	27,828	0,004	-	0,47
B4216	26,663	25,63;25,63;25,64;25,63;25,632;25,63	25,632	0,004	-	-3,86
B4221	28,948	28,38;28,36;28,38; 28,38; 28,38; 28,38	28,376	0,008	-	-1,97
B4222	24,704	25,0;25,0;24,995;24,995;25,0;25,0	24,998	0,002	-	1,19
B4223	21,056	20,9;20,88;20,88;20,89;20,87;20,91	20,888	0,014	-	-0,79
B4224	18,200	17,94;17,94;17,95;18,01;17,95;17,94	17,944	0,005	18,01	-1,40
B4225	16,309	16,174;16,24;16,175;16,174;16,175;16,175	16,185	0,026	-	-0,76
B4226	14,472	15,30;15,31;15,32;15,31;15,32;15,32	15,313	0,008	-	5,81

Coloana a doua cuprinde valoarea teoretică a frecvențelor obținute. Au fost făcute determinări repetate în vederea prelucrării statistice a rezultatelor. Acestea se prezintă în coloana a treia. În următoarele două coloane sunt prezentate media experimentală și abaterea medie pătratică a șirului de determinări. În penultima coloană sunt cuprinse eventualele valori aberante care au apărut pe parcursul determinărilor. Acestea au fost eliminate din șirul inițial cu testul Grubbs-Sirnov. În ultima coloană se prezintă eroarea relativă calculată cu relația (5.1).

Analizând datele din tabel s-a constatat o bună concordanță între valorile teoretice și experimentale, eroarea relativă fiind cuprinsă între $-9,97\%$ și $1,91\%$. De asemenea în cadrul celor 402 încercări apar doar 12 valori aberante.

Pe baza rezultatelor obținute s-a studiat influența diferiților parametri constructivi (lățime, lungime, diametru) ai elementelor componente asupra frecvenței fundamentale.

În figurile 5.4 – 5.8 se prezintă variația frecvenței fundamentale în raport cu lungimea arcurilor lamelare, fiecare grafic fiind asociat cu câte o lățime a arcului (10, 12, 14, 16 și 18 mm). Sunt marcate punctele obținute pe cale teoretică, experimentală și eroarea dintre ele. În toate cazurile analizate variația frecvenței este scăzătoare.

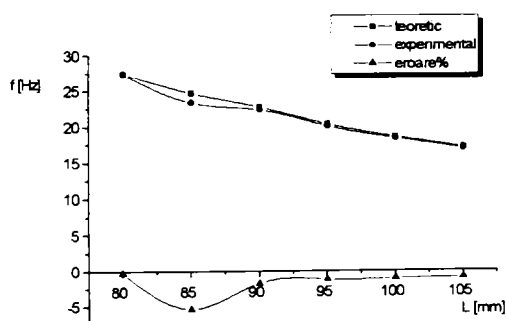


Fig. 5.4. Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($b = 10$ mm)

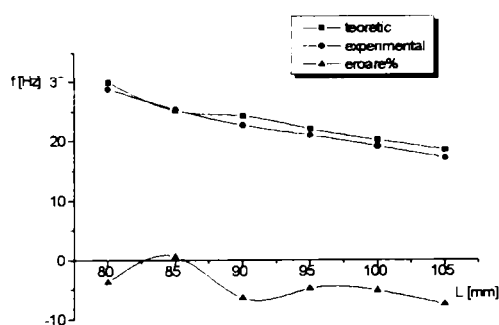


Fig. 5.5. Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($b = 12$ mm)

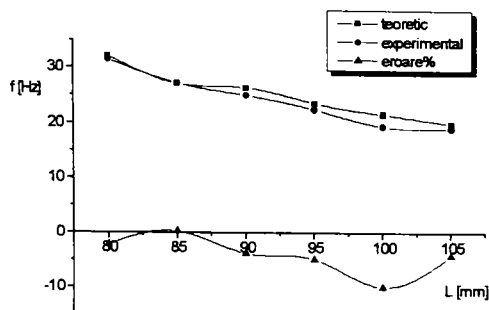


Fig. 5.6. Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($b = 14$ mm)

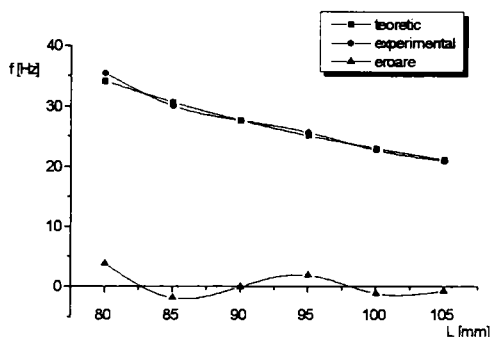


Fig. 5.7 Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($b = 16$ mm)

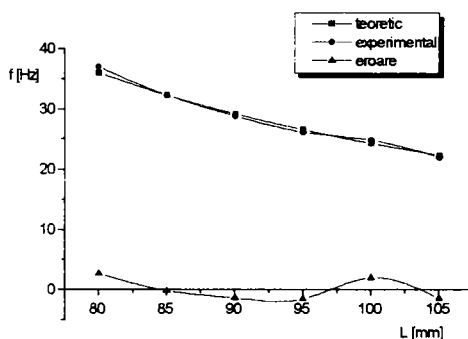


Fig. 5.8 Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($b = 18$ mm)

În figura 5.9, respectiv 5.10 se prezintă centralizat variația frecvenței în raport cu lungimea arcului pentru toate cele cinci lungimi, în cazul valorilor teoretice, respectiv experimentale.

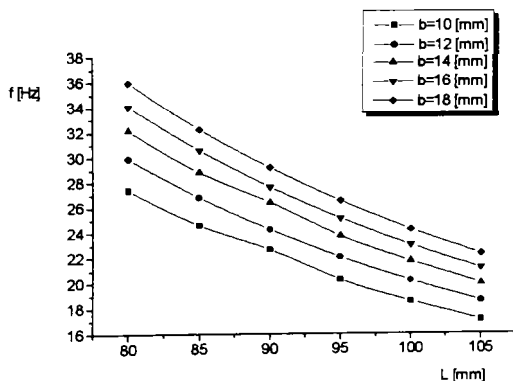


Fig. 5.9 Variația teoretică a frecvenței

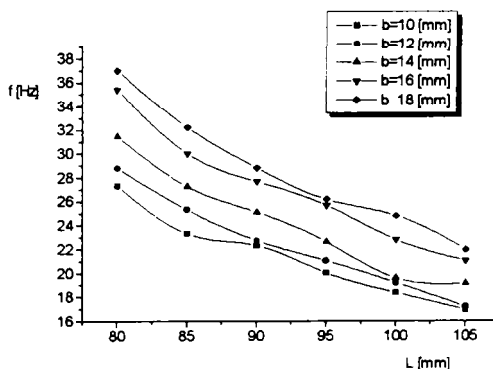


Fig 5.10 Variația experimentală a frecvenței

Pentru a determina tipul de variație al frecvenței în raport cu lungimea arcului s-a determinat coeficientul de corelație liniară, în cazul $b = 10 \text{ mm}$. Valoarea acestui coeficient este $r = -0,993$. Liniaritatea variației a fost verificată cu testul Fisher, obținându-se valoarea testului $F = 1,36$, iar valoarea critică este $F_{cr} = 4,74$. Fiind îndeplinită condiția $F \leq F_{cr}$, variația este de tip liniar și a fost determinată dreapta de regresie care leagă frecvența (y) de variabila independentă - lungimea arcului (x).

$$y = -0,41x + 59,65 \tag{5.2}$$

În tabelul 5.4 se prezintă centralizat dreptele de regresie determinate pentru toate lățimile de arc investigate.

Tabelul 5.4. Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului ($y =$ frecvența, $x =$ lungimea arcului)

Lățimea arcului b [mm]	Coeficient de corelație liniară	Dreapta de regresie
10	- 0,993	$y = - 0,410x + 59,650$
12	- 0,975	$y = - 0,419x + 62,163$
14	- 0,992	$y = - 0,512x + 72,884$
16	- 0,991	$y = - 0,512x + 74,356$
18	- 0,991	$y = - 0,541x + 78,520$

O prelucrare similară s-a făcut și în cazul lățimii arcului. Analizând cele șase cazuri (șase lungimi diferite), se constată creșterea frecvenței proporțional cu lățimea arcului, după cum era de așteptat. Aceste variații ale frecvenței în raport cu lățimea arcului, fiecare asociată cu o anumită lungime de arc sunt prezentate în figurile 5.11-5.16.

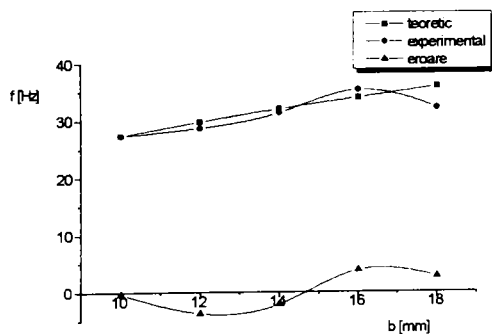


Fig.5.11 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 80 \text{ mm}$)

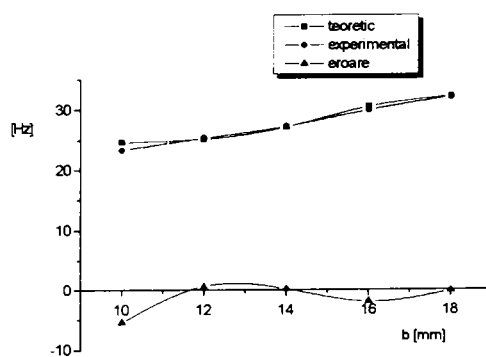


Fig. 5.12 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 85 \text{ mm}$)

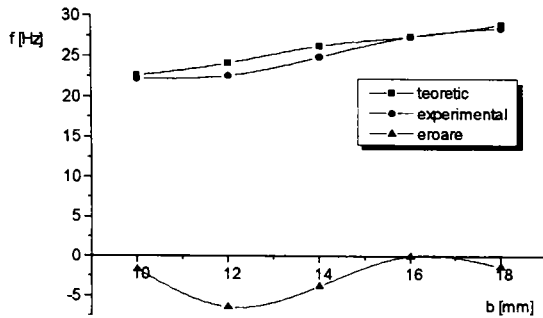


Fig.5.13 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 90$ mm)

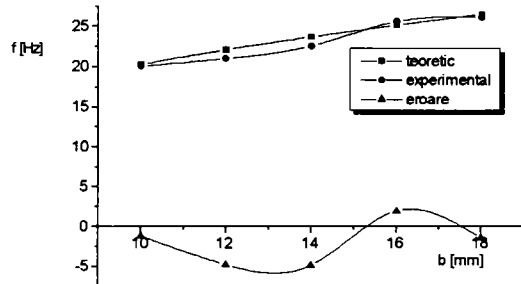


Fig. 5.14 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 95$ mm)

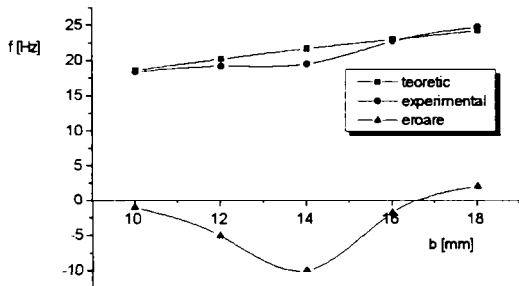


Fig.5.15 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 100$ mm)

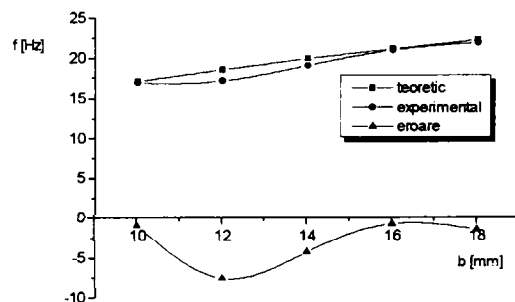


Fig. 5.16 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului ($L = 105$ mm)

În figura 5.17 și 5.18 se prezintă centralizat variația valorilor teoretice, respectiv experimentale ale frecvenței în raport cu lățimea arcului, pentru toate cele șase lungimi.

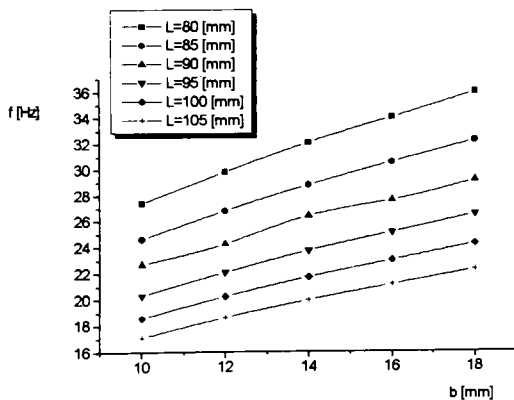


Fig. 5.17 Variația teoretică a frecvenței

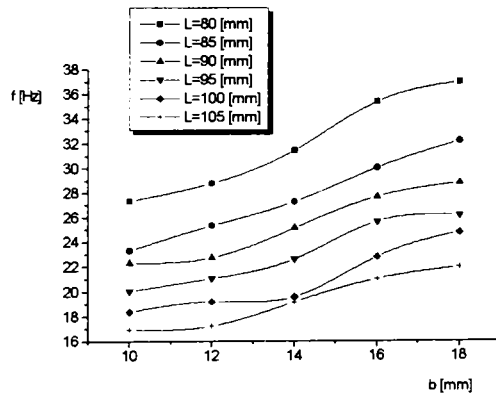


Fig 5.18 Variația experimentală a frecvenței

Pentru determinarea tipului de variație s-a determinat coeficientul de corelație liniară, obținându-se $r = 0,998$, valoare care a fost verificată cu testul Fisher ($F = 3,636$; $F_{cr} = 5,96 \Rightarrow F < F_{cr}$) rezultând și-n acest caz o variație liniară a frecvenței în raport cu lățimea arcului. Dreapta de regresie (y fiind frecvența, iar x fiind lățimea arcului), precum și coeficientul de corelație liniară pentru toate cele șase cazuri sunt prezentate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului (y = frecvența, x = lățimea arcului)

Lungimea arcului L [mm]	Coeficient de corelație liniară	Dreapta de regresie
80	0,998	$y = 1,07x + 16,997$
85	0,997	$y = 0,955x + 15,307$
90	0,996	$y = 0,82x + 14,618$
95	0,996	$y = 0,784x + 12,638$
100	0,997	$y = 0,715x + 11,598$
105	0,996	$y = 0,653x + 10,717$

Influența parametrilor bieii asupra frecvenței a fost studiată pentru trei tipuri de arcuri ($L = 85$ mm; $b = 12, 14$, respectiv 16 mm). În toate cele trei cazuri investigate se constată scăderea frecvenței în raport cu lungimea bieii, ca urmare a creșterii masei sistemului. Aceste variații sunt prezentate în figurile 5.19 – 5.21. Centralizat alura curbelor poate fi urmărită în figura 5.22 și 5.23.

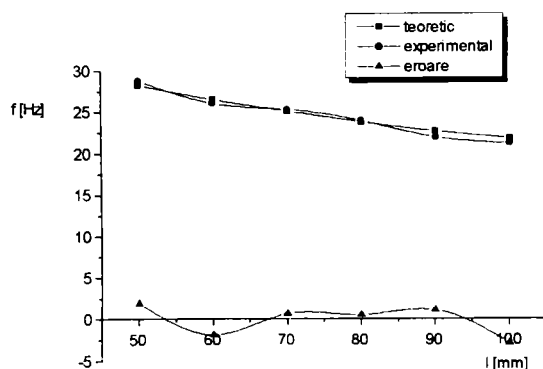


Fig.5.19 Variația frecvenței în raport cu lungimea bieii (L = 85 mm; b = 12 mm)

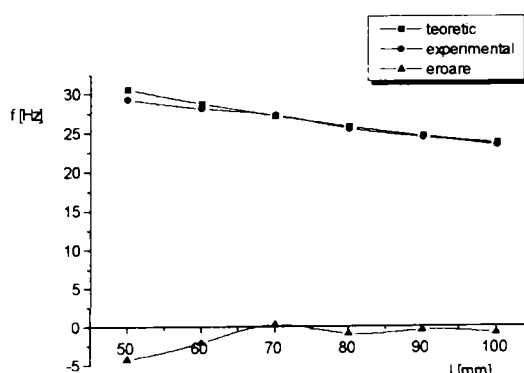


Fig. 5.20 Variația frecvenței în raport cu lungimea bieii (L = 85 mm; b = 14 mm)

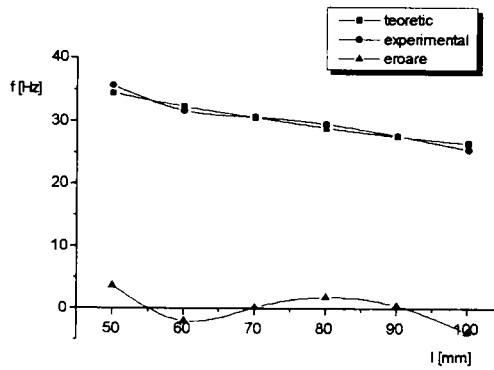


Fig. 5.21 Variația frecvenței în raport cu lungimea bieiei (L = 85 mm; b = 16 mm)

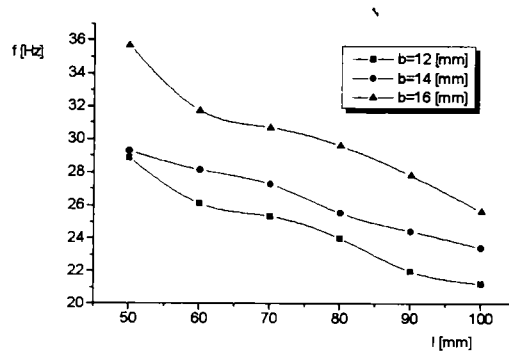
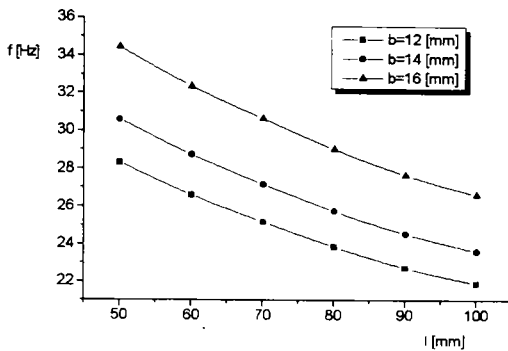


Fig. 5.22 Variația teoretică a frecvenței Fig. 5.23 Variația experimentală a frecvenței

Variația frecvenței în raport cu lungimea bieiei s-a demonstrat a fi tot o variație liniară. Coeficientul de corelație liniară este $r = -0,9889$, testul Fisher este $F = 1,001$, iar $F_{cr} = 4,76$, fiind îndeplinită condiția $F \leq F_{cr}$. Dreptele de regresie calculate sunt prezentate în tabelul 5.6.

Tabelul 5.6 Variația frecvenței în raport cu lungimea bieiei (y = frecvența, x = lungimea bieiei)

Tipul arcului lamelar	Coeficient de corelație liniară	Dreapta de regresie
L = 85 mm b = 12 mm	- 0,991	$y = - 0,128x + 34,82$
L = 85 mm b = 14 mm	- 0,9889	$y = - 0,138x + 37,547$
L = 85 mm b = 16 mm	- 0,994	$y = - 0,144x + 41,448$

Ultimul parametru investigat a fost diametrul bieiei. În acest caz se constată o variație similară, dar cu o pantă mai accentuată, fenomen care se explică tot pe baza creșterii masei sistemului. Cele trei variații (s-au utilizat aceleași arcuri ca și în cazul precedent) sunt prezentate în figurile 5.24 – 5.26, iar în variantă centralizată se pot urmări în figurile 5.27 și 5.28.

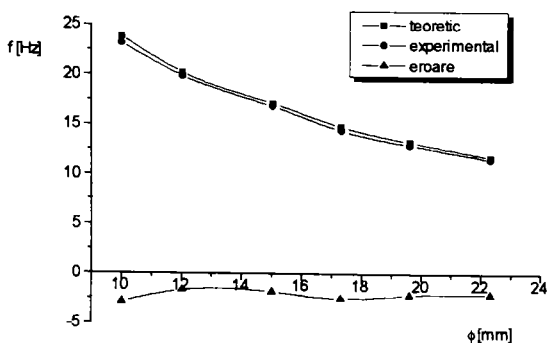


Fig.5.24 Variația frecvenței în raport cu diametrul bielei ($L = 85$ mm; $b = 12$ mm)

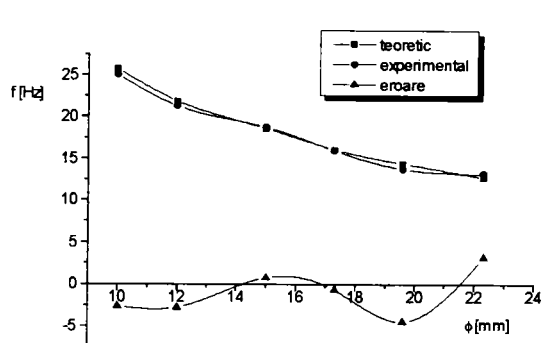


Fig. 5.25 Variația frecvenței în raport cu diametrul bielei ($L = 85$,mm; $b = 14$ mm)

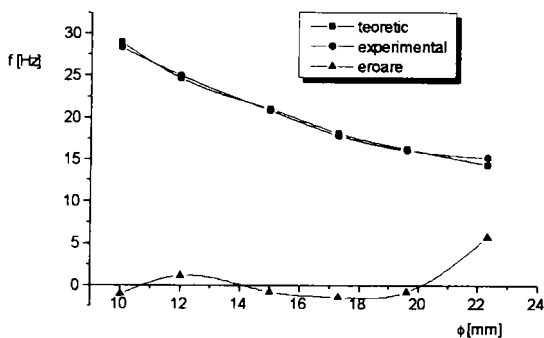


Fig. 5.26 Variația frecvenței în raport cu diametrul bielei ($L = 85$ mm; $b = 16$ mm)

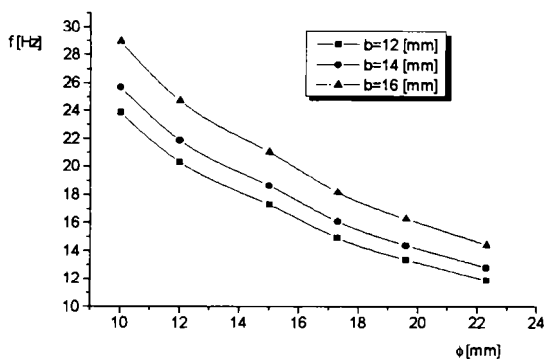


Fig. 5.27 Variația teoretică a frecvenței

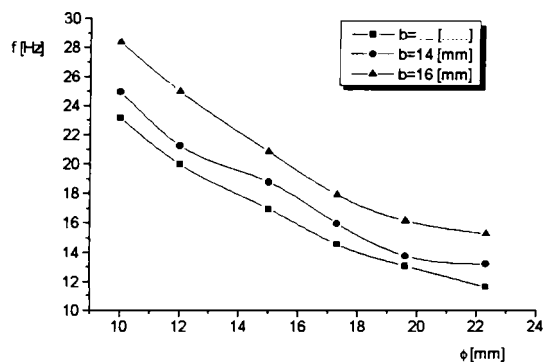


Fig. 5.28 Variația experimentală a frecvenței

Cu testul Fisher, s-a demonstrat și în acest caz variația liniară, care leagă frecvența fundamentală a sistemului de diametrul bielei ($r = -0,983$; $F = 2,148$; $F_{cr} = 4,74$).

În tabelul 5.7 se prezintă coeficienții de corelație liniară și dreptele de regresie obținute pentru cele trei cazuri studiate.

Tabelul 5.7 Variația frecvenței în raport cu diametrul bieiei ($y =$ frecvența, $x =$ diametrul bieiei)

Tipul arcului lamelar	Coefficient de corelație liniară	Dreapta de regresie
$L = 85 \text{ mm } b = 12 \text{ mm}$	- 0,982	$y = - 0,956x + 33,187$
$L = 85 \text{ mm } b = 14 \text{ mm}$	- 0,983	$y = - 1,027x + 34,661$
$L = 85 \text{ mm } b = 16 \text{ mm}$	- 0,983	$y = - 1,155x + 39,133$

Având în vedere că eșantioanele de date cu care s-a lucrat au fost de dimensiuni reduse, s-a mai făcut o verificare suplimentară, bazată pe programul elaborat. Buna concordanță între rezultatele teoretice și experimentale a permis acest lucru. În aceste condiții, s-au ridicat patru grafice, câte unul pentru fiecare parametru investigat, în care s-a reprezentat variația frecvenței fundamentale obținută teoretic (f), variația frecvenței fundamentale obținută cu ajutorul dreptelor de regresie determinate (f_{dr}) și eroarea relativă aferentă, calculată cu relația (5.1). În figura 5.29 se prezintă variația frecvenței în raport cu lungimea arcului, în figura 5.30, variația frecvenței în raport cu lățimea arcului lamelar, iar în figurile 5.31 și 5.32, variația frecvenței în raport cu lungimea, respectiv diametrul bieiei. Toate cele patru grafice indică o bună aproximare a variației frecvenței prin dreptele de regresie determinate.

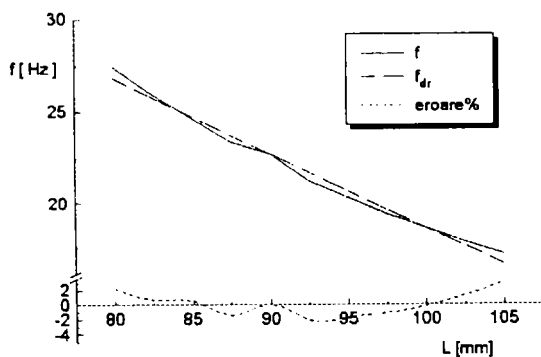


Fig.5.29 Variația frecvenței în raport cu lungimea arcului lamelar

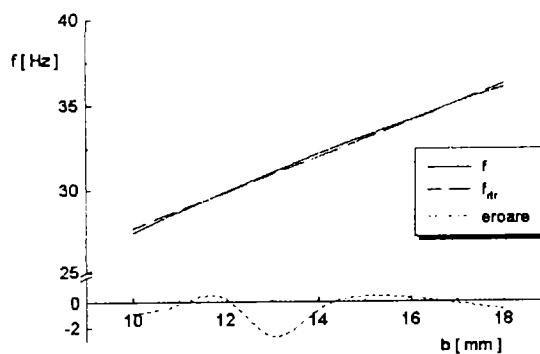
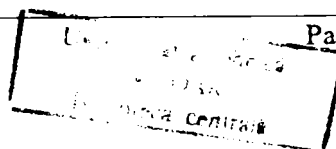


Fig. 5.30 Variația frecvenței în raport cu lățimea arcului lamelar



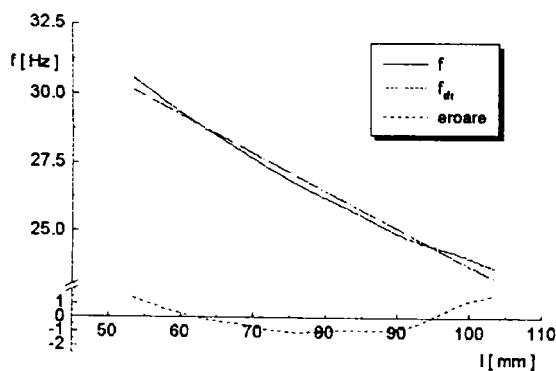


Fig.5.31 Variația frecvenței în raport cu lungimea bielei

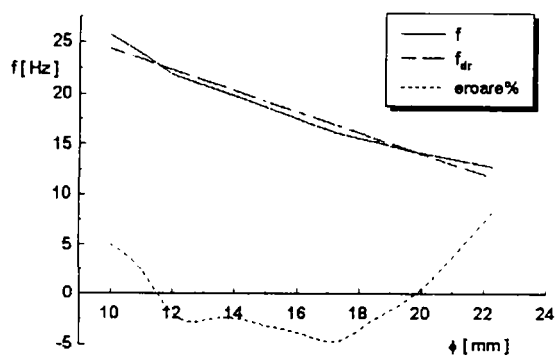


Fig. 5.32 Variația frecvenței în raport cu diametrul bielei

În concluzie, se poate afirma că se constată o bună concordanță între valorile experimentale și cele teoretice, obținute cu programul elaborat pe baza metodei elementului finit. De asemenea, se constată că prin modificarea unor parametri ai elementelor componente, se poate modifica valoarea frecvenței fundamentale. Modificarea lungimii elementelor uneori nu este de dorit datorită creșterii gabariturii mecanismului, dar modificarea parametrilor secțiunii transversale poate genera creșterea frecvenței proprii în anumite limite.

5.2. Determinarea experimentală a unor caracteristici ale sistemului de focalizare ale unităților de compact disc

În vederea analizei cu metoda elementului finit a mecanismului de focalizare de la unitățile de compact disc, a fost necesară determinarea experimentală a anumitor parametri ai acestuia: forța electromagnetică dezvoltată de bobină, constanta elastică a sistemului, modulul de elasticitate al elastomerului din componentă, neputându-se identifica cu exactitate tipul acestuia și negăsind în literatură date concrete, decât în limite foarte largi.

Nefiind cunoscut decât numărul aproximativ al spirelor bobinei, circa 100, [B3], neavând informații asupra magnetului permanent și având în vedere dimensiunile extrem de reduse ale acestuia, pentru a evita calculele teoretice aproximative, s-a preferat determinarea experimentală a forței electromagnetice.

Sistemul de focalizare lucrează pe verticală și pentru a putea face etalonarea bobinei s-a conceput un stand prezentat în figura 5.33a, având schema în figura 5.33b.

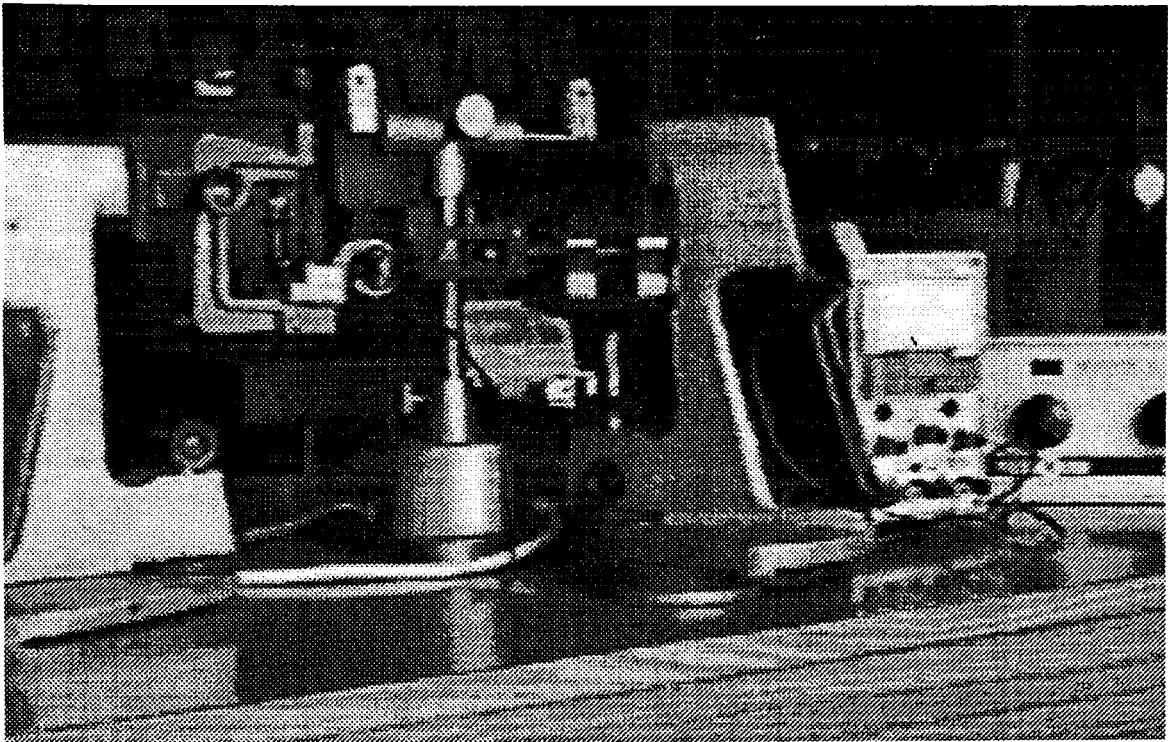


Fig. 5.33a. Stand pentru determinarea caracteristicilor sistemului de focalizare

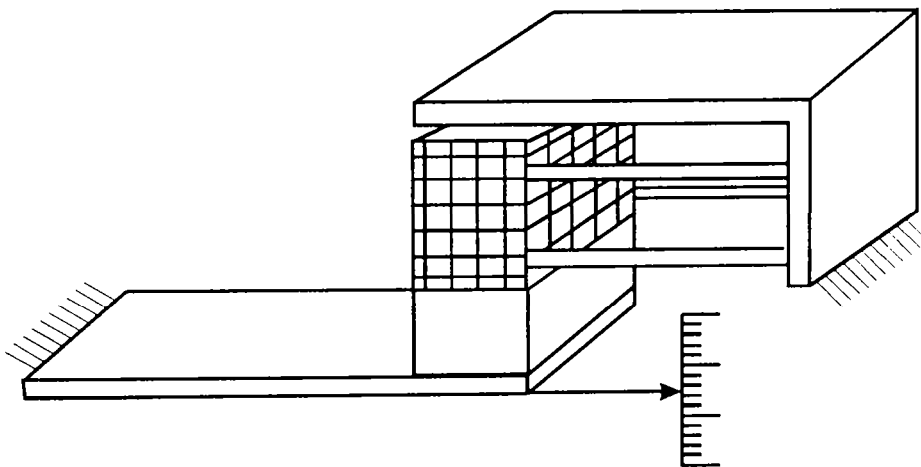


Fig. 5.33b. Schema standului pentru determinarea caracteristicilor sistemului de focalizare

După cum se observă bobina determină o deformare a unui arc lamelar, care este vizat cu ajutorul unei lupe prevăzute cu reticul de citire. S-a preferat introducerea arcului lamelar în sistem din două considerente. În primul rând, forța elastică

dezvoltată de arc, care se opune mișcării bobinei, permite mărirea domeniului de variație al mărimii de intrare, (intensitatea curentului de alimentare al bobinei), în condițiile unui domeniu de vizare de 10 mm, cât prezintă lupa gradată. În al doilea rând, arcul lamelar are suprafața foarte bine prelucrată, spre deosebire de sistemul analizat, care nu prezintă repere clare de vizare, evitându-se astfel introducerea unei erori suplimentare de citire.

În prima fază s-a procedat la etalonarea dinamometrului lamelar. Lamela elastică fiind fixată într-un suport, a fost încărcată cu diferite forțe, deplasările fiind citite tot optic, cu ajutorul lupei. În tabelul 5.8 se prezintă datele experimentale obținute.

Tabel 5.8 Etalonarea lamelei elastice

F [mN]	x_i [mm]			x_{im} [mm]	x_d [mm]			x_{dm} [mm]
	1	2	3		1	2	3	
0	0	0,10	0,10	0,066	0,10	0,10	0,10	0,100
2,1582	0,25	0,30	0,35	0,300	0,30	0,30	0,30	0,300
4,3164	0,45	0,55	0,50	0,500	0,55	0,50	0,52	0,525
6,4746	0,70	0,75	0,70	0,716	0,75	0,70	0,70	0,716
8,6328	0,90	0,95	0,90	0,916	0,95	0,90	0,90	0,916
10,7910	1,10	1,10	1,15	1,116	1,20	1,15	1,15	1,166
12,9492	1,35	1,40	1,40	1,383	1,35	1,35	1,35	1,350
17,6580	1,75	1,80	1,80	1,783	1,75	1,80	1,80	1,783
22,3668	2,25	2,20	2,20	2,216	2,20	2,20	2,25	2,216
27,0756	2,60	2,60	2,65	2,616	2,55	2,60	2,65	2,6000
33,9426	3,20	3,15	3,20	3,183	3,10	3,10	3,15	3,116
40,8096	3,90	3,70	3,70	3,766	3,95	3,65	3,95	3,850
47,8096	4,35	4,25	4,20	4,266	4,10	4,25	4,20	4,183
54,5436	4,75	4,75	4,75	4,750	4,75	4,75	4,75	4,750

S-au efectuat trei încercări încărcare – descărcare efectuându-se mediile deformațiilor citite. Deoarece au apărut mici diferențe între încărcare și descărcare, s-a făcut o prelucrare a datelor separat, obținându-se un coeficient de corelație liniară pentru urcare, $r = 0,9984$, și pentru coborâre, $r = 0,9983$, iar constanta elastică a lamelei are valoarea $10,49 \text{ N/m}$ atât la urcare, cât și la coborâre. Diferența apare doar la a patra zecimală. În acest context s-a considerat că se poate neglija histereza care apare.

Pentru a putea determina forța electromagnetică dezvoltată de bobină, a fost necesară și determinarea constantei elastice a sistemului de elastomeri. În acest context a fost fixat sistemul într-un suport și a fost încărcat gravific, citindu-se optic deformația. Datele obținute se prezintă în tabelul 5.9.

Tabelul 5.9 Determinarea constantei elastice a sistemului

m [g]	F [mN]	x [mm]						x_m
		1	2	3	4	5	6	
0	0	0	0,05	0,05	0	0	0	0,0016
0,22	2,1582	0,45	0,40	0,45	0,45	0,40	0,45	0,4333
0,44	4,3164	0,85	0,85	0,80	0,80	0,85	0,80	0,8250
0,66	6,4746	1,40	1,30	1,35	1,40	1,40	1,40	1,3750
0,88	8,6328	1,85	1,80	1,85	1,85	1,80	1,80	1,8250
1,10	10,7910	2,20	2,20	2,15	2,15	2,20	2,20	2,1833

În urma prelucrării statistice a datelor experimentale s-a obținut un coeficient de corelație liniară $r = 0,9986$ și o constantă elastică $k = 4,8186 \text{ N/m}$.

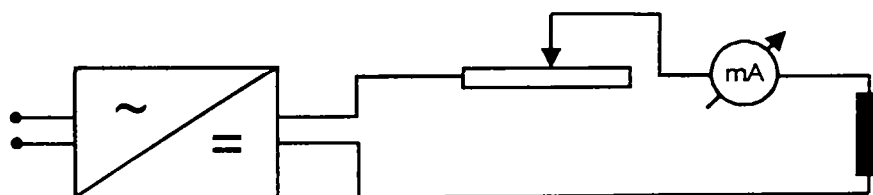


Fig. 5.34 Schema electrică a standului de determinare a forței electromagnetice

În figura 5.34 se poate urmări schema electrică de alimentare a bobinei din standul prezentat în figura 5.33, stand utilizat pentru determinarea forței electromagnetice. Cu ajutorul reostatului s-a modificat rezistența circuitului și implicit

curentul de alimentare al bobinei. Mișcării bobinei i se opune forța elastică a sistemului și cea din dinamometru, pe extremitatea căruia s-a lipit un cadru din masă plastică având dimensiunile bobinei. Acest lucru a fost necesar pentru atenuarea forței de atracție exercitată de câmpul magnetic al magnetilor permanenți asupra lamelei și pentru a putea regla standul în poziție inițială astfel încât greutatea ansamblului să fie echilibrată de forța elastică inițială. În acest fel sistemul de forțe care acționează asupra ansamblului nu mai conține decât forța electromagnetică, care se opune celor două forțe elastice: F_{e1} din arcurile de elastomeri și F_{e2} din lamelă. Și în această fază s-au efectuat trei cicluri urcare – coborâre repetate, datele experimentale fiind prezentate în tabelul 5.8, dar neapărând diferențe semnificative între urcare și coborâre au fost prelucrate împreună. Pe baza celor șase valori înregistrate la fiecare valoare a curentului s-a făcut media experimentală în coloana a patra. Pe baza acestei valori și ținând cont de constanta elastică a lamelei, în coloana următoare s-au trecut valorile forței elastice din lamelă corespunzătoare deformațiilor înregistrate. În coloana a șasea s-au înregistrat valorile forței elastice determinate de arcurile din elastomeri corespunzătoare constantei elastice a sistemului, iar în ultima coloană s-a înregistrat valoarea forței electromagnetice din bobină. Variația forței electromagnetice în raport cu intensitatea curentului este prezentată în figura 5.35. Cu linie întreruptă este reprezentată dreapta de regresie obținută pe baza datelor experimentale. Coeficientul de corelație liniară este $r = 0,9928$, ceea ce demonstrează corectitudinea determinărilor, variația teoretică fiind una liniară.

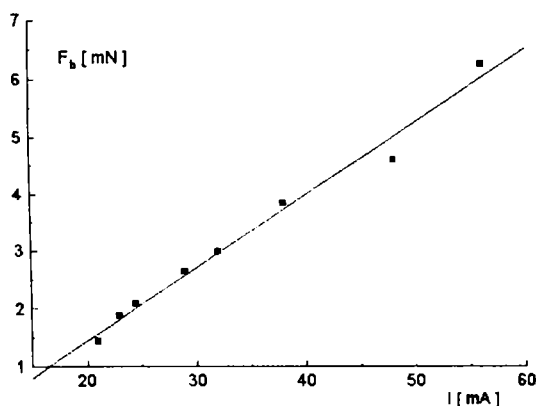


Fig. 5.35 Variația forței electromagnetice în raport cu intensitatea curentului

O ultimă determinare experimentală care a fost efectuată s-a ocupat de modulul de elasticitate al elastomerului utilizat. Pe de-o parte, nu au existat date concrete asupra tipului de elastomer utilizat, și pe de altă parte domeniul de variație al modulului de elasticitate în cazul cauciucurilor sintetice este foarte vast, astfel încât s-a impus o determinare concretă în acest caz. S-a ales tot un sistem de încărcare gravitațional, cu ajutorul unor mase. Datorită dimensiunilor extrem de reduse ale sistemului ($\Phi = 0,9 \text{ mm}$; $l = 8 \text{ mm}$), s-a fixat un cadru în poziție verticală și a fost încărcat ansamblul, figura 5.36. Nu s-au putut efectua decât patru încercări repetate datorită gabaritului extrem de redus. Aceste rezultate pot fi urmărite în tabelul 5.9.

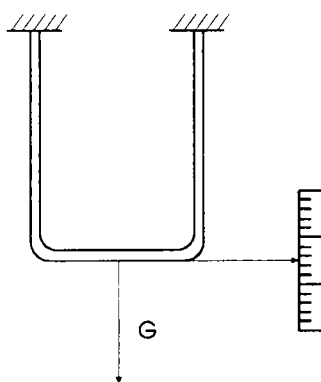


Fig. 5.36 Determinarea modulului de elasticitate

Se constată că valorile obținute se încadrează în limitele de material ale cauciucurilor sintetice. Diferențele care apar se datorează, probabil, sistemului de citire al deformațiilor care nu a prezentat o rezoluție suficient de bună.

În final trebuie remarcat că aceste determinări experimentale au avut doar un caracter informativ, pentru a putea construi aplicația în MSC/NASTRAN a mecanismului de focalizare.

Tabelul 5.8 Determinarea forței electromagnetice din bobină

R [Ω]	I [mA]	x [mm]						x_m	F_{e2} [mN]	F_{e1} [mN]	Fb [mN]
		1	2	3	4	5	6				
19	21	0,09	0,08	0,10	0,09	0,10	0,10	0,093	0,988	0,4537	1,4417
16	23	0,12	0,125	0,12	0,12	0,125	0,125	0,122	1,2855	0,5902	1,8757
14	24,5	0,125	0,12	0,15	0,125	0,15	0,15	0,136	1,4335	0,6582	2,0917
10	29	0,175	0,17	0,175	0,170	0,175	0,175	0,173	1,8186	0,8350	2,6536
8	32	0,20	0,20	0,20	0,175	0,20	0,20	0,195	2,0548	0,9435	2,9983
5	38	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,250	2,6236	1,2046	3,8282
2	48	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,300	3,1483	1,4455	4,5938
0	56	0,40	0,40	0,45	0,40	0,40	0,40	0,408	4,2799	1,9660	6,2459

Tabelul 5.9 Determinarea modului de elasticitate al elastomerului

m [g]	F [mN]	Δl [mm]			Δl_m	E [N/m ²]
		1	2	3		
8	78,48	0,05	0,075	0,005	0,058	0,98E7
16	156,96	0,10	0,100	0,125	0,108	1,03E7
24	235,44	0,15	0,175	0,150	0,158	0,94E7
32	313,92	0,20	0,175	0,200	0,191	0,98E7

Capitolul 6

Contribuții personale și concluzii

Pe baza studiului făcut asupra mecanismelor rapide cu bare se pot trage o serie de concluzii, dintre care se menționează:

- Lucrarea și-a propus elaborarea unei metode de investigare a mecanismelor rapide cu bare și de creștere a performanțelor acestora pe baza unor tehnici de optimizare, obiectiv care se consideră că a fost atins.
- Din analiza literaturii de specialitate și a cercetărilor proprii se desprind o serie de aspecte:
 1. Problema mecanismelor rapide este o problemă complexă, care necesită un aparat matematic evoluat în condițiile în care numărul ipotezelor simplificatoare este redus.
 2. Principala metodă de investigare este metoda elementului finit.
 3. Există tendința căutării unor noi tipuri de materiale (materiale composite, tip “sandwich”), care să ofere proprietăți adecvate elementelor componente ale mecanismelor.
 4. În cazul mecanismelor de mare promptitudine se utilizează o serie de soluții constructive la care mobilitatea elementelor apare ca urmare a elasticității sistemului. Prin eliminarea cuplelor cinematice propriu-zise se introduc o serie de avantaje: eliminarea jocurilor, uzării, frecării, supraîncălzirii, lubrificării. De asemenea aceste mecanisme sunt ușor de fabricat și realizarea lor implică cheltuieli reduse, în condițiile în care ele ating precizii ridicate.
 5. Considerarea abaterilor dimensionale și ale jocurilor din cuple complică mult metodele de investigare ale mecanismelor, abordarea lor menținându-se, în majoritatea cazurilor, în domeniul static și quasi-static.
 6. Optimizarea ariei și configurației secțiunii transversale a mecanismelor de mare viteză se constituie ca o etapă obligatorie în vederea creșterii performanțelor acestui tip de mecanisme. Pe baza optimizării se poate asigura menținerea erorii cinematice, dinamice sau cineto-elastodinamice în limite impuse pe tot parcursul unui ciclu cinematic.

Pe baza studierii teoretice și experimentale a temei propuse, între contribuțiile proprii ale autoarei pot fi considerate următoarele aspecte:

A. Contribuții teoretice

- Elaborarea unui studiu bibliografic bine documentat și sistematizat, care scoate în evidență problemele caracteristice domeniului investigat menționând și unele aspecte critice.
- Sistematizarea aspectelor legate de precizia mecanismelor prin întocmirea unei clasificări unitare a tipurilor de precizii care apar la investigarea mecanismelor.
- Elaborarea unei metode de determinare a factorilor de pondere cu care afectează precizia cinematică a mecanismelor cu bare, abaterea dimensională a fiecărui element constitutiv. Pe baza acestei metode se poate stabili de către proiectant care din toleranțe trebuie să fie mai strânse pentru atingerea unei precizii prescrise.
- Elaborarea unui program general de analiză cinematică, cinetostatică și dinamică, care permite investigarea oricărui tip de mecanisme cu bare de clasa a doua cu elemente binare și ternare constituite din bare rigidizate.
- Modelarea diferitelor tipuri de cuple cinematice care intră în alcătuirea mecanismelor plane cu bare în vederea analizei cu element finit. Această modelare acoperă un spectru mai larg decât cel întâlnit în literatura de specialitate, permițând analiza cu element finit a unor structuri de mecanisme mult mai complexe.
- Elaborarea unui program pentru determinarea pulsațiilor proprii ale mecanismelor plane cu bare.
- Elaborarea unui program pentru determinarea stării de deformație și de tensiune a mecanismelor plane cu bare. Programul se bazează pe metoda elementului finit, permițând rularea iterativă pe tot ciclul cinematic și având un grad de generalitate care îi permite analiza oricărui mecanism plan cu bare de clasa a doua cu elemente binare sau ternare constituite din bare rigidizate. Programul permite analiza și a mecanismelor care lucrează în domeniul deformațiilor mari.
- Analizarea cu metoda elementului finit a două mecanisme reprezentative, unul de viteză mare și unul cu promptitudine mare, scoțându-se în evidență o serie de aspecte legate de intimitatea proceselor care au loc: amplitudinile mișcărilor vibratorii care apar, amortizarea acestora, influența pulsațiilor proprii asupra comportării dinamice.

- Analizarea prin metoda elementului finit cu ajutorul programului MSC/NASTRAN a mecanismului de poziționare care intră în componența unităților de compact disc. S-a realizat atât modelarea mișcării sistemului de focalizare, cât și a celui de tracking.

B. Contribuții în domeniul cercetării experimentale

- Determinarea experimentală a pulsațiilor proprii la un mecanism paralelogram cu elemente elastice prin achiziționarea semnalelor cu o placă de achiziție de date și prelucrarea lor automată.
- Studiarea influenței diferiților parametri constructivi ai elementelor componente asupra pulsației proprii a sistemului.
- Conceperea unui stand care să permită determinarea forței electromagnetice din bobina mecanismului de focalizare de la unitățile de compact disc, precum și a forțelor elastice din sistem.

Activitatea desfășurată pe parcursul pregătirii prezentei teze s-a concretizat într-un număr de 12 lucrări științifice [D7, D11 – D20, P9], din care patru publicate în reviste internaționale.

În urma studiului efectuat se conturează ca și direcții ulterioare de cercetare o serie de probleme, din care se menționează:

- luarea în considerare a forțelor de frecare în cadrul analizei cu metoda elementului finit a mecanismelor de mare viteză
- studiul influenței abaterilor dimensionale și a jocurilor din cuplele cinematice în cadrul analizei cineto-elastodinamice.

Bibliografie

- [A1]. Adams, D., Pelecudi, C., Influența supraaccelerațiilor în funcționarea mecanismelor cu came, Studii și cercetări de mecanică aplicată, tom 29, nr.2, 1970, p. 361-385.
- [A2]. Andre, P., Kauffmann, J.M., Taillard, J.P., Les Robots, vol 4, Constituants Technologiques, Hermes Publishing, Paris, 1983.
- [B1]. Balasubramonian, A., Raghavacharyulu, E., Influence of Balancing Weights on Vibratory Response of the Coupler of a Four-Bar Mechanism, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, 1987, p.443-446.
- [B2]. Beale, D., Lee, S.W., Nonlinear Equation Instability Boundaries in Flexible Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.31, no.2, p. 215-227, 1996.
- [B3]. Băsoiu, M., Băsoiu, M. M., Ștefan, E., Compact disc, Ed. Teora, București, 1995.
- [C1]. Cossalter, V., Doria, A., Pasini, M., Scattolo, A., Simple Numerical Approach for Optimum Synthesis of a Class of Planar Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.3, 1992, p.357-366.
- [C2]. Chu, S.C., Pau, K.C., Dynamic Response of a High Speed Connecting Rod, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.542-549, mai 1975.
- [C3]. Conte, F.L., George, G.R., Mayne, R.W., Sadler, J.P., Optimum Mechanism Design Combining Kinematic and Dynamic - Force Considerations, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.662-670, mai 1975.
- [D1]. Dubovsky, S., Gardner, T.N., Dynamic Interactions of Link Elasticity and Clearance Connections in Planar Mechanical System, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p. 652-661, mai 1975.
- [D2]. Dubovsky, S., Maatuk, J., Perreira, N.D., A Parameter Identification Study of Kinematic Errors in Planar Mechanisms, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p. 635-641, mai 1975.
- [D3]. Dannanh, E.H., Farghaly, S.H., Vibratory Response of a Sandwich Link in a High Speed Mechanism, Mech. Mach. Theory, vol.28, nr.3, p.447-457, 1993.
- [D4]. Davidson, I., Dick, M.D., The Dynamic of a Slider Crank Mechanism Mounted on a Flexible Cantilever, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.515-518, 1987.
- [D5]. Dancea, I., Metode de optimizare, Ed. Dacia Cluj-Napoca, 1976.
- [D6]. Dresner, Th., Barkan, Ph., New Methods for the Dynamic Analysis of Flexible Single-Input and Multi-Input Cam-Follower System, ASME Design Technical Conferences, DE vol.46, p33-39, 1990.
- [D7]. Davidescu, A., Metode specifice de sinteză a mecanismelor de viteză mare, Referat doctorat, Universitatea Tehnică Timișoara, 1992.
- [D8]. Dudiță, F., Diaconescu, D., Optimizarea structurală a mecanismelor, Ed. Tehnică, București, 1987.
- [D9]. Dorn, W.S., Mc Craken, D.D., Metode numerice cu programe în FORTRAN IV, Ed. Tehnică, București, 1976.
- [D10]. Demidovich, B.P., Maron, I.A., Computational Mathematics, Mir Publisher, Moscow, 1987.
- [D11]. Davidescu, A., Sinteza cinematică prin numere complexe – generarea mișcării, COMEFIN '91, Brașov, vol.I, p.6-11.

[D12]. Davidescu, A., Davidescu, C.M., Klepp, F.C., Finite Element Method in Kineto-Elastodynamics of Planar Linkages, Bulletin for Applied Mathematics, 818/1992/LXIII, Budapest, 1992, p.99-106.

[D13]. Davidescu, A., Davidescu, C.M., Klepp, Deflection Analysis in Kineto-Elastodynamics of Planar Linkages. 1. Computation of Natural Frequencies, Bulletin for Applied Mathematics, 819/1992/LXIII, Budapest, 1992, p.107-114.

[D14]. Davidescu, A., Davidescu, C.M., Todor, D., A General Method for Dynamic Analysis of Planar Linkages, Bulletin for Applied Mathematics, 907/1993/LXIII, Budapest, 1993, p.93-100.

[D15]. Davidescu, A., Davidescu, C.M., Todor, D., Mechanism Modelling. An Object Oriented Approach, Bulletin for Applied Mathematics, 908/1993/LXIII, Budapest, 1993, p.101-108.

[D16]. Davidescu, A., Modelarea cuplelor cinematice la mecanismele cu bare plane, MTM'96, Reșița, p.61-65.

[D17]. Davidescu, A., Studiul experimental al frecvențelor proprii la mecanismele cu elemente elastice, MTM'96, Reșița, p.55-60.

[D18]. Davidescu, A., Analiza frecvențelor proprii la mecanismele rapide cu bare, MTM'96, Reșița, p.67-72.

[D19]. Davidescu, A., Stadiul actual al sintezei optimale a mecanismelor rapide cu bare, Referat doctorat, Universitatea Tehnică din Timișoara, 1995.

[D20]. Davidescu, A., Soluții constructive specifice și precizia mecanismelor de mare viteză, Referat doctorat, Universitatea Tehnică din Timișoara, 1995.

[E1]. Earles, S.W.E., Ghaffari, M.H., Seneviratne, L.D., A Combined Spring-Damper and Massless Link Analysis of a Mechanism with a Clearance Joint, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.1033-1036, 1991.

[E2]. Earles, S.W.E., Seneviratne, L.D., Some Kinematic Effects of Clearances in Revolute Joints of Linkage Mechanisms, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.523-528, 1987.

[F1]. de Fraine, J., Force Analysis in Cams, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.687-690, 1991.

[F2]. Fox, R.L., Gupta, K.C., Optimization Technology as Applied to Mechanism Design, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.657-663, mai 1973.

[F3]. Filiz, I.H., Eyercioglu, O., Evaluation of Gear Tooth Stresses by Finite Element Method, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.232-239, mai 1995.

[G1]. Gaultier, Ph., Cleghorn, W., A Spatially Translating and Rotating Beam Finite Element for Modeling Flexible Manipulators, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.4, p.415-433, 1992.

[G2]. Garrett, R.E., Hall, A., Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.198-202, 1969.

[G3]. Giovagnoni, M., Rossi, A., Global and Local Equilibrium in Mechanism Analysis, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.451-454, 1987.

[G4]. Gârbea, D., Analiză cu elemente finite, Ed. Tehnică, București, 1990.

[G5]. Gau, W.H., Shabana, A.A., Effect of Finite Rotation on the Propagation of Elastic Waves in Constrained Mechanical Systems, ASME Design Technical Conferences, DE vol.42, p.15-19, 1990.

- [H1]. Horeni, B., Double-Mass Model of an Elastic Cam Mechanism, *Mech. Mach. Theory*, vol.27, nr.4, p.443-449, 1992.
- [H2]. Hui-Jun, Z., Wang, L., The Comprehensive Error Investigation of Kineto-Elasto-Dynamic Equation, *Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Praga, p.241-244, 1991.
- [H3]. Han, R.P.S., Xu, M.Z.Y., Wuzheng Zu, On the Kineto-Elastovibrations of High Speed Mechanisms, *Mech. Mach. Theory*, vol.35, nr.5, p.769-785, 1993.
- [I1]. Imam, I., Sandor, G.N., High Speed Mechanism Design - A General Analytical Approach, *Trans ASME, Journal of Engineering for Industry*, p.609-628, mai, 1975.
- [I2]. Imam, I., Sandor, G.N., A General Method of Kineto-Elastodynamic Design of High Speed Mechanisms, *Mech. Mach. Theory*, vol.8, p.497-516, 1973.
- [I3]. Imam, I., Sandor, G.N., Kramer, S., Deflection and Stress Analysis in High Speed Planar Mechanisms with Elastic Links, *Trans ASME, Journal of Engineering for Industry*, p.541-548, mai 1973.
- [J1]. Jahnke, M., Analysis of Flexible Parts in Multibody Systems Using the Finite Element Method, *Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Praga, p.813-816, 1991.
- [J2]. Jac, V., Modelling of Dynamic Solution of Mechanisms with Elastic Links, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, p.383-386, 1987.
- [J3]. Jankowski, K., van Brussel, H., Inverse Dynamic Task Control of Flexible Joint Robot - I - Continuous Time Approach, *Mech. Mach. Theory*, vol.28, nr.6, p.741-749, 1993.
- [J4]. Jankowski, K., van Brussel, H., Inverse Dynamic Task Control of Flexible Joint Robot - II - Discrete Time Approach, *Mech. Mach. Theory*, vol.28, nr.6, p.751-762, 1993.
- [K1]. Koster, M.P., Effect of Flexibility of Driving Shaft on the Dynamic Behaviour of Cam Mechanism, *Trans ASME, Journal of Engineering for Industry*, p.595-602, mai 1975.
- [K2]. Krishnamurty, S., Turcic, D., Optimization Synthesis of Mechanisms Using Nonlinear Goal Programming Techniques, *Mech. Mach. Theory*, vol.27, nr.5, p.599-612, 1992.
- [K3]. Kochev, I.S., Qualitative Theory of the Reactions and Stresses in High Speed Planar Linkages, *Mech. Mach. Theory*, vol.27, nr.1, p.59-68, 1992.
- [K4]. Kochev, I.S., Active Balancing of the Frame Shaking Moment in High Speed Planar Machines, *Mech. Mach. Theory*, vol.27, nr.1, p.53-58, 1992.
- [K5]. Kramer, S.N., Sandor, G.N., Selective Precision Synthesis - A General Method of Optimization for Planar Mechanisms, *Trans ASME, Journal of Engineering for Industry*, p.689-701, mai, 1975.
- [K6]. Kochev, I.S., Gurdev, G.H., Optimum Balancing of Four-Link Mechanisms by Dynamic Criteria, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, p.339-342, 1987.
- [K7]. Kyusojin, A., Sagawa, D., Toyama, A., Development of Linear and Rotary Movement Mechanism by Using Flexible Strips, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, p.915-918, 1987.
- [K8]. Khare, A.K., Rao, A., Optimum Synthesis of Desired Type of Four-Bar Function Generators Using the Method of Residuals, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, p.969-972, 1987.

[K9]. Kakatsios, A.J., Tricamo, S.J., Precision Point Synthesis of Mechanisms with Optimal Dynamic Characteristics, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.1041-1045, 1987.

[K10]. Karkoub, M., Erdman, A., Experimental Structural Damping Analysis in High Speed Elastic Mechanisms, ASME Design Technical Conferences, DE vol.44, p.251-257, 1990.

[K11]. Kopchenova, N.V., Maron, I.A., Computational Mathematics, Mir Publisher, Moscow, 1987.

[K12]. Kovacs, Fr., Perju, D., Savii, G., Metode noi în sinteza mecanismelor, Ed. Facla, Timișoara, 1976.

[L1]. Lin, P.D., Chen, J.F., Accuracy Analysis of Planar Linkages by the Matrix Method, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.5, p. 507-516, 1992.

[L2]. Liou, F.W., Peng, K.C., Experimental Frequency Response Analysis of Flexible Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.28, p.73-81, 1993.

[L3]. Liu, Z., Angeles, J., A Constrained Least-Square Method for Optimization of Spherical Four-Bar Linkages for Rigid-Body Guidance, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.117-120, 1991.

[L4]. Lieh, J., Dynamic Modeling of a Slider-Crank Mechanism with Coupler and Joint Flexibility, Mech. Mach. Theory, vol.29, nr.1, p.139-147, 1994.

[L5]. Liou, F.W., Patra, A.K., An Advisory System for the Analysis and Design of Deformable Beam Type Multi-Body Systems, Mech. Mach. Theory, vol.29, no.8, p. 1205-1218, 1994.

[L6]. Liou, F.W., Liu, J.D., A Parametric Study on the Design of Multi-Body Systems with Elastic Members, Mech. Mach. Theory, vol.29, no.8, p. 1219-1231, 1994.

[M1]. Marchis, V., Piombo, B., Dynamic Performance Analysis of a Dot Matrix Printer, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.459-463, 1987.

[M2]. Maggiore, A., Meneghetti, U., Optimization of Cam Systems, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.1653-1556, 1987.

[M3]. Mills, J.K., Notash, L., Fenton, R.G., Optimal Design and Sensitivity Analysis of Flexible Cam Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.28, nr. 4, p.563-581, 1993.

[M4]. Means, K., Jiang, J., The Effect of Support Stiffness on the Response of a Completely Elastic Slider-Crank Mechanism, ASME Design Technical Conferences, DE vol.42, p.233-239, 1990.

[M5]. Midha, A., Karam, D., Thompson, B.S., The Elastic Slider-Crank Mechanism: A Study of the Intrinsic Configuration-Dependent Modal Properties, ASME Design Technical Conferences, DE vol.47, p.337-345, 1992.

[M6]. Marina, M., Contribuții la studiul optimizării distribuției motoarelor cu ardere internă în patru timpi, teză de doctorat, IPTV Timișoara, 1978.

[M7]. Mădăras, L., Savii, G., Studiul influenței frecărilor asupra rezultatelor analizei cinetodinamice a mecanismelor mașinilor de cusut, al II-lea Simpozion internațional de mecanisme și metode de proiectare asistate de calculator, București, vol.I, p.345-352, 1977.

[M8]. Marinoiu, V., ș.a., Metode numerice aplicate în ingineria chimică, Ed. Tehnică, București, 1986.

[M9]. Massonet, Ch., Deprez, G., Maquoui, R., Muller, R., Fonder, G., Calculul structurilor la calculatoare electronice, Ed. Tehnică, București, 1972.

- [M10]. Mariappan, J., Krishnamurty, S., A Generalized Exact Gradient Method, for Mechanism Synthesis, *Mech. Mach. Theory*, vol.31, no.4, p.413-421, 1996.
- [N1]. Notash, L., Fenton, R.G., Mills, J.K., Optimal Design of Flexible Cam Mechanisms, *Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Praga, p.695-698, 1991.
- [N2]. Nagarajan, S., Turcic, D., Experimental Verification of Critical Speed Ranges for Elastic Closed Loop Linkage Systems, *ASME Design Technical Conferences*, DE vol.42, p.9-14, 1990.
- [O1]. Oderfeld, J., Pogorzelski, A., On Designing Plane Cam Mechanisms, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Praga, p.703-705, 1991.
- [O2]. Ozguven, H.N., Assesment of Some Recently Developed Mathematical Models in Gear Dynamics, *Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Praga, p.605-608, 1991.
- [P1]. Paz, M., *Structural Dynamics, Theory & Computation*, Van Nostrand Reihold Company Inc., New York, 1980.
- [P2]. Pelecudi, C., Bogdan, R.C., Sinteza mecanismelor cu came la prescrierea valorilor arcelor de came, *Studii și cercetări de mecanică aplicată*, 13(6), p.1541-1547, 1961.
- [P3]. Pelecudi, C., Sava, I., A supra analizei și sintezei unitare a mecanismelor cu cuple superioare, *Studii și cercetări de mecanică aplicată*, tom 22, nr.3, p.831-851, 1966.
- [P4]. Pelecudi, C., Sava, I., Studiul experimental al dinamicii mecanismelor cu came, *Studii și cercetări de mecanică aplicată*, tom 29, nr.3, p.587-613, 1970.
- [P5]. Peng, K., Liou, F., A Survey of the Experimental Studies on Flexible Mechanisms, *ASME Design Technical Conferences*, DE vol.42, p.161-166, 1990.
- [P6]. Patra, A.K., Liou, F., An Advisory Expert System for Preliminary Design and Finite Element Modelling of High Speed Mechanisms, *ASME Design Technical Conferences*, DE vol.42, p.153-160, 1990.
- [P7]. Poor, K., Mathew, G., The Dynamic Response Analysis of Single Degree-of-Freedom Mechanisms, *ASME Design Technical Conferences*, DE vol.42, p.97-101, 1990.
- [P8]. Potter, T.E., Willmert, K.D., Sathyamoorthy, A., Nonlinear Optimal Design of Dynamic Mechanical Systems, *ASME Design Technical Conferences*, DE vol.46, p.633-641, 1992.
- [P9]. Pommersheim, A., Balekics, M., Davidescu, A., Cornea, C., Particularități ale angrenajelor cilindrice rapide, *Realizări de vârf ale științei și tehnicii românești*, Baia-Mare, p.311-316, 1988.
- [P10]. Pelecudi, C., *Precizia mecanismelor*, Ed. Academiei, 1975, București.
- [P11]. Perju, D., *Mecanisme de mecanică fină*, vol. I și II, Lito I.P.T.V. Timișoara, 1990.
- [R1]. Rose, R., Sandor, G.N., Direct Analytic Synthesis of Four-Bar Function Generators with Optimal Structural Error, *Trans ASME, Journal of Engineering for Industry*, p.563-571, mai 1971.
- [R2]. Raghacharyulu, E., Balasubramonian, A., Influence of Balancing Weights on Vibratory Response of the Coupler of a Four Bar Mechanism. Part II: Examples Mechanism and Experimental Results, *Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, p.447-450, 1987.
- [R3]. Rhee, J., Akay, A., Dynamic Response of a Revolute Joint with Clearance, *Mech. Mach. Theory*, vol.31, no.1, p. 121-134, 1996.

- [S1]. Sadler, J.P., On the Analytical Lumped-Mass Model of an Elastic Four-Bar Mechanism, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.561-565, mai 1975.
- [S2]. Shenhou, L., Zechang, S., Optimum Stochastic Design of Planar Linkage Mechanisms Considering Tolerances and Clearances, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.375-378, 1991.
- [S3]. Smaili, A., A Three-Node Finite Beam Element for Dynamic Analysis of Planar Manipulators with Flexible Joints, Mech. Mach. Theory, vol.28, nr.2, p.193-206, 1993.
- [S4]. Segla, S., Quasistatic and Dynamic Optimization of Manipulators, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.495-498, 1991.
- [S5]. Shu, X., Wang, Z., Founding of the Dynamic Equation of General Flexible Spatial Mechanisms, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.237-239, 1991.
- [S6]. Sevak, N.M., McLarnan, C.W., Optimal Synthesis of Flexible Link Mechanisms with Large Static Deflections, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.520-526, mai 1975.
- [S7]. Sadler, J.P., Sandor, G.N., A Lumped Parameter Approach to Vibration and Stress Analysis of Elastic Linkages, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.549-556, mai 1973.
- [S8]. Sawy, M.M., Willmert, K.D., Sathyamoorthy, Nonlinear Vibrations in Three Dimensional Linkages, Mech. Mach. Theory, vol.28, nr.4, p.441-493, 1993.
- [S9]. Suh, C.H., Mecklenburg, A.W., Optimal Design of Mechanisms with the Use of Matrices and Least Squares, Mech. Mach. Theory, vol. 8, p.479-445, 1973.
- [S10]. Semos, A., Chassapis, C., A Finite Element Formulation for the Dynamic Analysis of Machine Components Fabricated from Composite Materials, ASME Design Technical Conferences, DE vol.45, p.259-266, 1992.
- [S11]. Sandor, G.N., Erdman, A.G., Advanced Mechanism Design, 1986.
- [S12]. Savii, G.G., Sinteza mecanismelor cu elemente elastice cu aplicații la mecanismele cu elemente conduse mișcate cu viteze mari, teză de doctorat, IPTV Timișoara, 1982.
- [S13]. Savii, G.G., Criterii de evaluare a preciziei de funcționare a mecanismelor cu elemente elastice, referat doctorat, IPTV Timișoara, 1978.
- [S14]. Smaili, A., Mahaveer, K., Dynamic Modeling of Automotive Engine Crankshafts, Mech. Mach. Theory, vol.29, no.7, p.995-1006, 1994.
- [T1]. Tesar, D., Matthew, G.K., The Dynamic Synthesis, Analysis and Design of Modelled Cam Systems, Lexington Books, 1976.
- [T2]. Takada, K., Magara, K., Optical Measurement of Error Motion of Linear Moving Mechanisms by Means of Laser Beam, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.237-239, 1991.
- [V1]. Vallejo, J., Aviles, R., Hernandez, A., Amezua, E., Nonlinear Optimization of Planar Linkages for Kinematic Synthesis, Mech. Mach. Theory, vol.30, no.4, p.501-518, 1995.
- [W1]. Williams, D., Turcic, D., An Inverse Kinematic Analysis Procedure for Flexible Open-Loop Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.6, p.701-714, 1992.
- [W2]. Winfrey, R.C., Elastic Link Mechanism Dynamics, Trans ASME, Journal of Engineering for Industry, p.268-272, februarie 1971.

[W3]. Wang, B., Dahan, M., Analyse de mecanismes spatiaux elastiques se deformant a grande vitesse, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.395-398, 1987.

[W4]. Wang, H., Wang, H.P., Optimal Engineering Design of Spur Gear Sets., Mech. Mach. Theory, vol.29, no.7, p.1071-1080, 1994.

[W5]. Woytowicz, P., Hight, T., Optimization of Controlled Flexible Mechanisms Using Dynamic Nonlinear Finite Element Analysis, Mech. Mach. Theory, vol. 29, no.7, p.941-958, 1994.

[Y1]. Yu, Y., Qiu, Y., Zhang, Y., New Investigation on Critical Running Speeds of a High Speed Elastic Space Mechanism, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.4, p.391-402, 1992.

[Y2]. Yang, J., Zhang, X.L., Generating Method of Cams and its Accuracy Analysis, Proceedings of 7-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, p.1661-1664, 1987.

[Y3]. Yufeng, L., Jiangqin, On the Optimum Tolerances of Structural Parameters and Kinematic Parameters of Robot Manipulators, Mech. Mach. Theory, vol.28, nr.6, p.819-824, 1993.

[Y4]. Yin, Z.W., Wu, J.K., An Optimal Synthesis of Linkages Considering Structural Error and Clearances, ASME Design Technical Conferences, DE vol.45, p.295-299, 1990.

[Y5]. Yang, Z., Sadler, J.P., Finite Element Modelling of Spatial Robot Manipulators, ASME Design Conferences, DE vol.42, 1990.

[Y6]. Yang, K., Park, Y., Dynamic Stability Analysis of a Closed-loop Flexible Link Mechanism, Mech. Mach. Theory, vol.31, nr.5, p.545-560, 1996.

[Y7]. Yu, Y., Smith, M.R., The Effect of Cross-Sectional Parameters on the Dynamics of Elastic Mechanisms, Mech. Mach. Theory, vol.31, p.947-955, 1996.

[X1]. Xianmin, Z., Yunwen, S., Hongzhao, L., Weiqing, C., Optimal Design of Flexible Mechanisms with Frequency Constraints, Mech. Mach. Theory, vol.30, nr.1, p.131-139, 1995.

[Z1]. Zhe, L., Shixian, B., Optimum Balancing of Linkages with Clearances, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.5, p.535-541, 1992.

[Z2]. Zhe Li, The Characteristics and Balancing of the Shaking Force and Moment of Elastic Linkages, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.189-192, 1991.

[Z3]. Zeman, V., Dupal, J., Optimization of Nonlinear Mechanical Systems in Transient Vibration, Proceedings of 8-th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Praga, p.399-402, 1991.

[Z4]. Zhe, L., Shixian, B., A New Method of Predicting the Occurrence of Contact Loss between Pairing Elements in Planar Linkages with Clearances, Mech. Mach. Theory, vol.27, nr.3, p.295-301, 1992.

[Z5]. Zou, H., Wang, L., Kovacevic, R., Measurement and Theoretical Analysis of Elastic Locus of High-Speed Mechanism, ASME Design Technical Conferences, DE vol.47, p.593-596, 1992.